



UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

PROYECTO FIN DE CARRERA
INGENIERÍA INDUSTRIAL

DISEÑO DE UN EJE (UNE-EN 13103) Y
MODELADO CON PRO-E:
APLICACIÓN A UN EJE FERROVIARIO

AUTOR: Mario Casillas Guillermo
TUTOR: Juan Carlos García Prada

LEGANÉS, OCTUBRE DE 2011

Título: Diseño de un eje (UNE-EN 13103) y modelado con Pro-E: aplicación a un eje ferroviario

Autor: Mario Casillas Guillermo

Director: Juan Carlos García Prada

EL TRIBUNAL

Presidente: _____

Vocal: _____

Secretario: _____

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día __ de _____ de 20__ en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE

A mi mujer, Rebeca y mi hija
Nora, con todo mi amor

Agradecimientos

Agradecimientos

Quiero aprovechar estas líneas para agradecer a mi tutor Juan Carlos García Prada la ayuda prestada durante la realización de este proyecto.

Mi agradecimiento también para Pablo Mora Esteban por proporcionarme los datos del vagón y las ruedas, necesarios para realizar este proyecto.

En especial quiero darle las gracias a mi mujer, Rebeca, por animarme a seguir adelante y no darme por vencido, por estar a mi lado todo este tiempo y prestarme todo su apoyo y comprensión.

Mario Casillas Guillermo

Resumen

En este proyecto se verifica el método de diseño de un eje de ferrocarril en base a la normativa que lo regula. Puesto que los ejes van a ser montados en vagones para uso en Europa la norma de aplicación es la UNE. Como resultado obtenemos una hoja de cálculo que nos permite introducir todos los parámetros del eje y comprobar fácilmente si el mismo cumple con la normativa de manera bastante automatizada.

En el estudio de los dos ejes diseñados en base a la norma UNE podemos ver que el primero de ellos no es capaz de cumplir satisfactoriamente con la vida establecida en ésta y por tanto se ha hecho necesario un rediseño del sistema de frenado. De la comparación entre ambos ejes vemos que el segundo tiene una mayor vida a fatiga y podemos decir por tanto que tiene un mejor comportamiento estructural que el primero.

Del análisis con un software de elementos finitos (Pro-Engineer) comprobamos que la vida a fatiga es mayor que la obtenida mediante la norma UNE. Esto es debido a la simplicidad del modelo empleado.

PALABRAS CLAVE: EJE, FERROCARRIL, UNE, MEF

Abstract

In this project a design method for railway axles is verified according to regulation requirements. As axles are going to be mounted in wagons for use in Europe, regulations applied are UNE. As result a spreadsheet is obtained by which all axle parameters can be input and easily check if this axle meets regulation in an automated way.

In the analysis of the two axles designed according to UNE regulations it can be seen that the first one does not meet requirements in terms of fatigue life and consequently a new design is needed in braking system. From the comparison of the two axles it can be seen that the second one has higher fatigue life and therefore has better structural behaviour than the first one.

From analysis with finite elements method software (Pro-Engineer) it can be seen that fatigue life calculated in this way is higher than the one obtained by means of UNE regulation due to simplicity of FEM model.

KEYWORDS: AXLE, RAILWAY, UNE, FEM

Índice

LISTA DE FIGURAS.....	XIII
LISTA DE TABLAS.....	XVII
CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS	1
1.1 Introducción	2
1.2 Objetivos	2
1.3 Fases del desarrollo	3
1.4 Medios empleados	3
1.5 Estructura del documento.....	3
CAPÍTULO 2: CONCEPTOS FERROVIARIOS.....	5
2.1 Introducción	6
2.2 La vía.....	6
2.2.1 Carril.....	6
2.2.2 Traviesas	7
2.2.3 Placas de asiento	8
2.2.4 Capas de asiento.....	8
2.3 Material rodante	9
2.3.1 Ruedas	9
2.3.2 Ejes.....	11
2.3.3 Cajas de grasa	11
2.3.4 Placas de guarda	12
2.3.5 Suspensión.....	12
CAPÍTULO 3: MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS	14
3.1 Introducción	15
3.2 Fundamentos del método	16
3.2.1 Campo de desplazamientos.....	17
3.2.2 Campo de deformaciones.....	17
3.2.3 Campo de tensiones	17
3.2.4 Relación tensión-deformación.....	18
3.2.5 Esfuerzos nodales	18
3.2.6 Planteamiento del sistema de fuerzas actuantes sobre la estructura	18
3.2.7 Planteamiento de la ecuación fundamental general del método de los elementos finitos.....	18
3.2.8 Generalización al dominio completo	20

3.3	Tipos de elementos	21
3.4	Precisión del método.....	22
3.5	Proceso de cálculo	23
CAPÍTULO 4: DISEÑO DEL EJE SEGÚN NORMA UNE		25
4.1	Introducción	26
4.2	Datos de entrada	27
4.2.1	Vagón	27
4.2.2	Ejes	27
4.2.3	Ruedas	27
4.2.4	Sistema de frenado.....	28
4.3	Fuerzas y momentos a considerar.....	28
4.3.1	Fuerzas debidas a masas en movimiento	28
4.3.2	Fuerzas debidas al proceso de frenado	32
4.3.3	Efectos debidos a la curvatura y geometría de la rueda	36
4.3.4	Cálculo del momento resultante	36
4.4	Esfuerzos máximos admisibles	41
4.4.1	Calidad de acero EA1N.....	41
4.5	Esfuerzos en las diferentes secciones del eje.....	42
4.6	Cálculo de las diferentes secciones críticas.....	44
4.6.1	Mangueta.....	45
4.6.2	Zona de calado del obturador	46
4.6.3	Zona de calado de la rueda.....	47
4.6.4	Fuste	48
4.6.5	Transición entre la mangueta y la zona de calado del obturador	49
4.6.6	Transición entre la zona de calado del obturador y de la rueda	50
4.6.7	Transición entre la zona de calado de la rueda y el fuste	51
4.7	Resumen de resultados	52
4.8	Rediseño del problema original.....	52
4.8.1	Fuerzas y momentos a considerar	52
4.8.1.1	Fuerzas debidas al proceso de frenado.....	53
4.8.1.2	Cálculo del momento resultante	57
4.8.2	Cálculo de las diferentes secciones críticas.....	61
4.8.2.1	Mangueta	61
4.8.2.2	Zona de calado del obturador	61

4.8.2.3 Zona de calado de la rueda	61
4.8.2.4 Fuste	62
4.8.2.5 Transición entre la mangueta y la zona de calado del obturador.....	62
4.8.2.6 Transición entre la zona de calado del obturador y de la rueda.....	62
4.8.2.7 Transición entre la zona de calado de la rueda y el fuste	63
4.8.3 Resumen de resultados	63
CAPÍTULO 5: ANÁLISIS A FATIGA CON PRO-ENGINEER	64
5.1 Introducción	65
5.2 Herramientas.....	65
5.3 Definición del problema	65
5.3.1 Geometría.....	65
5.3.2 Material	67
5.3.3 Estado de cargas y condiciones de contorno	68
5.4 Análisis estático	71
5.4.1 Desplazamientos.....	72
5.4.2 Tensiones.....	73
5.5 Análisis a fatiga.....	74
5.5.1 Sección A.....	76
5.5.2 Sección B.....	79
5.5.3 Sección C.....	82
CAPÍTULO 6: RESULTADOS.....	85
6.1 Introducción	86
6.2 Cálculo según norma UNE	86
6.3 Cálculo con Pro-Engineer	87
6.3.1 Análisis estático	87
6.3.2 Análisis a fatiga	87
CAPÍTULO 7: CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS	88
7.1 Conclusiones.....	89
7.2 Trabajos futuros	90
CAPÍTULO 8: PRESUPUESTO.....	91
8.1 Introducción	92
8.2 Presupuesto económico.....	92
8.2.1 Coste humano.....	92

8.2.2 Coste de máquina	92
8.2.3 Coste de material.....	93
8.2.4 Coste total.....	93
REFERENCIAS.....	94
ANEXO A: CÁLCULO DE LOS PARÁMETROS DE FRENADO.....	96
A.1 Introducción	97
A.2 Cálculo de la fuerza de frenado.....	97
A.3 Cálculo del peso-freno ficticio	99
ANEXO B: CÁLCULO DE LA MASA DEL EJE.....	100
B.1 Introducción	101
B.2 Eje 1	101
B.3 Eje 2	102
ANEXO C: PLANOS	103
C.1 Introducción	104
C.2 Eje 1	104
C.3 Eje 2	105

Lista de Figuras

Figura 2-1. Partes del carril [5]	6
Figura 2-2. Traviesas monobloque y semitraviesas [3]	7
Figura 2-3. Traviesas de dos bloques con riostra y de dos rótulas [3]	7
Figura 2-4. Placa de asiento [2]	8
Figura 2-5. Capas de asiento [5]	8
Figura 2-6. Rueda monobloque calada en un eje [3]	10
Figura 2-7. Eje ferroviario [3]	11
Figura 2-8. Caja de grasa [5]	11
Figura 2-9. Placa de guarda [3]	12
Figura 2-10. Suspensión en un vagón con bogies [3]	12
Figura 2-11. Suspensión primaria [3]	13
Figura 2-12. Suspensión secundaria [11]	13
Figura 3-1. Malla de elementos y nodos	16
Figura 3-2. Elemento unidimensional	21
Figura 3-3. Elementos bidimensionales	21
Figura 3-4. Elementos tridimensionales	22
Figura 3-5. Resumen de las etapas del método	24
Figura 4-1. Fuerzas debidas a las masas en movimiento [1]	28
Figura 4-2. Distribución de las fuerzas sobre el eje [1]	29
Figura 4-3. Momento de flexión debido a las masas en movimiento – M_x . Eje 1	31
Figura 4-4. Momento de flexión debido a las masas en movimiento – M_x . Eje 2	31
Figura 4-5. Momentos debidos al frenado [1]	32
Figura 4-6. Momento de flexión debido al frenado – M'_x . Eje 1	33
Figura 4-7. Momento de flexión debido al frenado – M'_z . Eje 1	34
Figura 4-8. Momento de flexión debido al frenado – M'_x . Eje 2	34
Figura 4-9. Momento de flexión debido al frenado – M'_z . Eje 2	35
Figura 4-10. Momento de torsión debido al frenado – M'_y . Eje 1	35
Figura 4-11. Momento de torsión debido al frenado – M'_y . Eje 2	36
Figura 4-12. Suma de los momentos de flexión – M_X . Eje 1	37
Figura 4-13. Suma de los momentos de flexión – M_X . Eje 2	37
Figura 4-14. Suma de momentos de flexión – M_Z . Eje 1	38
Figura 4-15. Suma de momentos de flexión – M_Z . Eje 2	38
Figura 4-16. Suma de momentos de torsión – M_Y . Eje 1	39
Figura 4-17. Suma de momentos de torsión – M_Y . Eje 2	39
Figura 4-18. Momento resultante – M_R . Eje 1	40
Figura 4-19. Momento resultante – M_R . Eje 2	40
Figura 4-20. Coeficiente de concentración de esfuerzos K en la transición inferior entre dos partes cilíndricas [1]	42
Figura 4-21. Coeficiente de concentración de esfuerzos K en el fondo de la acanaladura [1]	43
Figura 4-22. Mangueta	45
Figura 4-23. Zona de calado del obturador	46
Figura 4-24. Zona de calado de la rueda	47
Figura 4-25. Fuste	48
Figura 4-26. Zona de transición entre la mangueta y la zona de calado del obturador	49
Figura 4-27. Zona de transición entre la zona de calado del obturador y de la rueda	50

Figura 4-28. Zona de transición entre la zona de calado de la rueda y el fuste.....	51
Figura 4-29. Momento de flexión debido al frenado – M'_x . Eje 1. Rediseño.....	54
Figura 4-30. Momento de flexión debido al frenado – M'_z . Eje 1. Rediseño.....	54
Figura 4-31. Momento de flexión debido al frenado – M'_x . Eje 2. Rediseño.....	55
Figura 4-32. Momento de flexión debido al frenado – M'_z . Eje 2. Rediseño.....	55
Figura 4-33. Momento de torsión debido al frenado – M'_y . Eje 1. Rediseño	56
Figura 4-34. Momento de torsión debido al frenado – M'_y . Eje 2. Rediseño	56
Figura 4-35. Suma de los momentos de flexión – M_X . Eje 1. Rediseño	57
Figura 4-36. Suma de los momentos de flexión – M_X . Eje 2. Rediseño	57
Figura 4-37. Suma de los momentos de flexión – M_Z . Eje 1. Rediseño	58
Figura 4-38. Suma de los momentos de flexión – M_Z . Eje 2. Rediseño	58
Figura 4-39. Momento de torsión – M_Y . Eje 1. Rediseño	59
Figura 4-40. Suma de los momentos de torsión – M_Y . Eje 2. Rediseño.....	59
Figura 4-41. Momento resultante – M_R . Eje 1. Rediseño	60
Figura 4-42. Momento resultante – M_R . Eje 2. Rediseño	60
Figura 5-1. Perfil de revolución del semieje.....	65
Figura 5-2. Semieje.....	66
Figura 5-3. Modelo 3D. Eje 1.....	66
Figura 5-4. Modelo 3D. Eje 2.....	66
Figura 5-5. Pantalla de introducción de propiedades del material.....	67
Figura 5-6. Ventana de definición de las condiciones de contorno	68
Figura 5-7. Condiciones de contorno. Eje 1	68
Figura 5-8. Condiciones de contorno. Eje 2	69
Figura 5-9. Ventana de definición de la carga sobre la mangueta.....	69
Figura 5-10. Ventana de definición de la carga de gravedad.....	70
Figura 5-11. Estado de cargas. Eje 1.....	70
Figura 5-12. Estado de cargas. Eje 2.....	70
Figura 5-13. Parámetros de análisis estático	71
Figura 5-14. Desplazamientos. Eje 1	72
Figura 5-15. Desplazamientos. Eje 2	72
Figura 5-16. Tensiones de VM. Eje 1	73
Figura 5-17. Tensiones de VM. Eje 2	73
Figura 5-18. Parámetros de análisis a fatiga	74
Figura 5-19. Secciones críticas. Eje 1.....	75
Figura 5-20. Secciones críticas. Eje 2.....	75
Figura 5-21. Detalle de la sección A	76
Figura 5-22. Vida a fatiga para la Sección A. Eje 1.....	77
Figura 5-23. Vida a fatiga para la Sección A. Eje 2.....	78
Figura 5-24. Detalle de la sección B	79
Figura 5-25. Vida a fatiga para la Sección B. Eje 1.....	80
Figura 5-26. Vida a fatiga para la Sección B. Eje 2.....	81
Figura 5-27. Detalle de la sección C	82
Figura 5-28. Vida a fatiga para la Sección C. Eje 1.....	83
Figura 5-29. Vida a fatiga para la Sección C. Eje 2.....	84
Figura A-1. Equilibrio de fuerzas en el proceso de frenado	97

Lista de Figuras

Figura B-1. Volumen del eje 1 101

Figura B-2. Volumen del eje 2 102

Figura C-1. Plano del eje 1 104

Figura C-2. Plano del eje 2 105



Lista de Tablas

Tabla 4-1. Datos del vagón	27
Tabla 4-2. Datos de los ejes.....	27
Tabla 4-3. Geometría de las ruedas	27
Tabla 4-4. Datos del sistema de frenado.....	28
Tabla 4-5. Esfuerzos máximos permitidos para ejes macizos con calidad de acero EA1N [1].....	41
Tabla 4-6. Geometría de la mangueta.....	45
Tabla 4-7. Tensiones y margen de seguridad en la mangueta	45
Tabla 4-8. Geometría de la zona de calado del obturador	46
Tabla 4-9. Tensiones y margen de seguridad en la zona de calado del obturador.....	46
Tabla 4-10. Geometría de la zona de calado de la rueda.....	47
Tabla 4-11. Tensiones y margen de seguridad en la zona de calado de la rueda	47
Tabla 4-12. Geometría del fuste.....	48
Tabla 4-13. Tensiones en el fuste	48
Tabla 4-14. Tensiones en la zona de transición entre la mangueta y la zona de calado del obturador.....	49
Tabla 4-15. Tensiones en la zona de transición entre la mangueta y la zona de calado del obturador.....	49
Tabla 4-16. Tensiones en la zona de transición entre la zona de calado del obturador y de la rueda.....	50
Tabla 4-17. Tensiones en la zona de transición entre la zona de calado del obturador y de la rueda.....	50
Tabla 4-18. Tensiones en la zona de transición entre la zona de calado de la rueda y el fuste	51
Tabla 4-19. Tensiones en la zona de transición entre la zona de calado de la rueda y el fuste	51
Tabla 4-20. Resumen de resultados	52
Tabla 4-21. Tensiones y margen de seguridad en la mangueta. Rediseño	61
Tabla 4-22. Tensiones y margen de seguridad en la zona de calado del obturador. Rediseño	61
Tabla 4-23. Tensiones y margen de seguridad en la zona de calado de la rueda. Rediseño	61
Tabla 4-24. Tensiones y margen de seguridad en el fuste. Rediseño	62
Tabla 4-25. Tensiones y margen de seguridad en la zona de transición entre la mangueta y la zona de calado del obturador. Rediseño	62
Tabla 4-26. Tensiones en la zona de transición entre la zona de calado del obturador y de la rueda. Rediseño	62
Tabla 4-27. Tensiones en la zona de transición entre la zona de calado de la rueda y el fuste. Rediseño	63
Tabla 4-28. Resumen de resultados. Rediseño	63
Tabla 5-1. Propiedades mecánicas del acero EA1N	67
Tabla 5-2. Factor de concentración de esfuerzos. Sección A.....	76
Tabla 5-3. Vida a fatiga. Sección A	76
Tabla 5-4. Factor de concentración de esfuerzos. Sección B	79
Tabla 5-5. Vida a fatiga. Sección B.....	79
Tabla 5-6. Factor de concentración de esfuerzos. Sección C	82
Tabla 5-7. Vida a fatiga. Sección C.....	82
Tabla 6-1. Resumen de resultados – Norma UNE. Eje 1	86
Tabla 6-2. Resumen de resultados – Norma UNE. Eje 2	86
Tabla 6-3. Resumen de resultados – Pro-Engineer. Análisis estático	87

Lista de Tablas

Tabla 6-4. Resumen de resultados – Pro-Engineer. Análisis de fatiga	87
Tabla 8-1. Coste humano	92
Tabla 8-2. Coste de máquina.....	92
Tabla 8-3. Coste de material	93
Tabla 8-4. Coste total	93

Capítulo 1: Introducción y objetivos

1.1 Introducción

En la actualidad el ferrocarril es uno de los medios de transporte más utilizados, tanto en recorridos urbanos (metro, tranvía o cercanías), como para el transporte de mercancías. Y por supuesto también en la alta velocidad, modalidad que hoy en día es una clara alternativa al avión.

Se hace por tanto interesante el estudio de este medio de locomoción, y en concreto, de uno de sus elementos más importantes y además uno de los más críticos, el eje.

Las dimensiones del eje en cada una de sus diferentes secciones dependen de la carga a las que está sometido. Además, los ejes sufren grandes procesos de fatiga debido a los esfuerzos cortantes producidos por el calaje de la rueda y por la flexión alternante en la zona de calado de la mangueta. Por este motivo se han elaborado normas específicas para detallar el diseño de los ejes y así garantizar la seguridad de funcionamiento de dichos elementos.

Por tanto en este proyecto vamos a afrontar el diseño de un eje ferroviario desde este punto de vista, siguiendo paso por paso la normativa aplicable para comprobar si cumplen con la misma o no. En concreto nos centraremos en dos ejes de ferrocarril que van a ir montados en vagones de mercancías para su uso en Europa, por tanto las normas a emplear serán las UNE.

Recientemente se ha implantado en la Universidad Carlos III de Madrid el software Pro-Engineer, que permite realizar análisis estáticos y de fatiga de elementos mecánicos. Por este motivo se va a realizar un modelo sencillo de los ejes anteriores para conocer su funcionamiento y las posibilidades de análisis que nos ofrece dicho software.

1.2 Objetivos

El objetivo principal de este proyecto es verificar el método para diseñar un eje ferroviario de acuerdo a la normativa de referencia en este campo y comprobar si varios ejes de ferrocarril están diseñados de forma que cumplan con ella.

Sobre la base de este objetivo principal se plantean una serie de objetivos parciales, que son los siguientes:

- Comparar entre sí ambos ejes para ver cuál es mejor de ellos en términos de resistencia a la fatiga y en base a la normativa.
- Analizar a fatiga los ejes anteriores mediante un código comercial de elementos finitos (Pro-Engineer) para familiarizarnos en el manejo de este software y estudiar las posibilidades de análisis que ofrece.

1.3 Fases del desarrollo

Para poder llevar a cabo este proyecto primero hemos tenido que familiarizarnos con la normativa aplicable al diseño de ejes de ferrocarril. Una vez conocida ésta se ha procedido a desarrollar una hoja de cálculo que permita introducir todos los parámetros del eje para comprobar fácilmente si el mismo cumple con esta normativa. Este proceso se realiza de manera bastante automatizada lo cual nos permite fácilmente variar algunos parámetros del mismo y ver su repercusión en la vida a fatiga.

En el capítulo 5 se ha empleado el software Pro-Engineer por lo que previamente se han tenido que consultar los manuales del mismo para aprender su manejo. Mediante este software se ha realizado un modelo de elementos finitos de cada uno de los ejes analizados para estudiar su comportamiento a fatiga.

Por último se calcula el coste asociado a la realización del proyecto mediante un presupuesto.

1.4 Medios empleados

Para realizar este proyecto se ha contado con diversas herramientas de software instaladas en un ordenador personal. En concreto se ha empleado Microsoft Excel para desarrollar el proceso de cálculo de los ejes del capítulo 4, Pro-Engineer Wildfire y su módulo Mechanica para analizar los ejes a fatiga en el capítulo 5 y por último Microsoft Word para redactar esta memoria.

1.5 Estructura del documento

El documento está dividido en ocho capítulos y tres anexos.

En este primer capítulo mostraremos una breve introducción al proyecto, la motivación que nos lleva a realizarlo y los objetivos a conseguir.

A continuación daremos una ligera visión de los conceptos ferroviarios básicos para entender el funcionamiento de un vagón de ferrocarril que consistirán en describir las partes más importantes de la infraestructura y del material rodante.

En el capítulo 3 explicaremos el fundamento teórico sobre el que se basa el software de elementos finitos que vamos a emplear en el proyecto y enumeraremos las etapas a seguir para realizar el proceso de cálculo.

En el capítulo 4 se explica la normativa a emplear para la realización del proyecto y se desarrollan las fases de diseño de los ejes según esta norma, obteniendo los resultados de los mismos. Además, se realiza un rediseño para cumplir con las exigencias definidas en esta normativa.

A continuación realizaremos un modelo de elementos finitos con Pro-Engineer para analizar los mismos ejes del capítulo anterior.

En el capítulo 6 se hace un resumen de los resultados obtenidos en los dos capítulos anteriores.

En el capítulo 7 presentamos las conclusiones obtenidas al realizar este proyecto y damos una serie de pautas que se pueden seguir en proyectos futuros para mejorar los resultados obtenidos.

En el capítulo 8 se hace una estimación de los costes asociados a la realización del proyecto.

En el capítulo de referencias presentamos la documentación consultada para desarrollar este proyecto.

Por último, en los anexos encontramos información necesaria durante el desarrollo del proyecto.

En el anexo 1 podemos ver el proceso de cálculo de los parámetros de frenado.

En el anexo 2 se calculan las masas de ambos ejes

Y finalmente en el anexo 3 tenemos los planos de los dos ejes analizados en el proyecto.

Capítulo 2: Conceptos ferroviarios

2.1 Introducción

En este capítulo vamos a dar una visión general de diversos conceptos ferroviarios, en concreto hablaremos de la vía y del material rodante, que circula por ésta.

2.2 La vía

Podemos definir la vía como el camino por donde circula el tren y por tanto tiene la misión de guiarlo de manera segura. Está formada por una serie de componentes que vamos a describir a continuación.

2.2.1 Carril

Su principal misión es absorber, resistir y transmitir a las traviesas los esfuerzos recibidos del vehículo y los producidos por efectos térmicos.

Entre estos esfuerzos podemos distinguir los verticales, transversales y los longitudinales.

- Verticales: el peso del vehículo, sobrecargas debidas a la fuerza centrífuga no compensada y las debidas a la acción de las masas suspendidas y no suspendidas de los vehículos a causa de las irregularidades de la vía o del material.
- Transversales: la fuerza centrífuga no compensada y la componente transversal de las fuerzas provocadas por el movimiento de lazo.
- Longitudinales: son de origen térmico principalmente aunque también podemos mencionar los efectos debidos a las aceleraciones de arranque y frenado.

Además el carril debe guiar al material rodante y servir de conductor para las corrientes de señalización y para el retorno de la corriente en las líneas electrificadas.

La forma del carril es la de una viga en I con su base plana. Dentro del carril distinguimos el alma, la cabeza y el patín, como podemos ver en la siguiente figura:



Figura 2-1. Partes del carril [5]

2.2.2 Traviesas

Permiten unir el carril al balasto, siendo sus principales funciones:

- Transmitir y repartir la carga del carril al balasto.
- Servir de soporte a la vía, manteniendo su ancho, su nivel y la alineación de los carriles.
- Aislar eléctricamente los carriles.
- Amortiguar las acciones dinámicas.

Pueden ser de madera, acero, fundición, hormigón armado, pretensado o de materiales sintéticos. Según su forma las podemos clasificar en monobloque, semitraviesas, de dos bloques con riostra o de dos rótulas.

En las figuras siguientes podemos ver algunas de las más importantes:

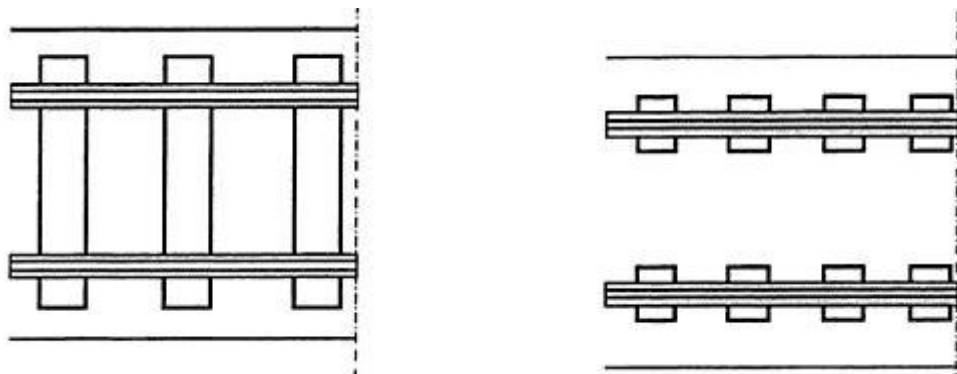


Figura 2-2. Traviesas monobloque y semitraviesas [3]

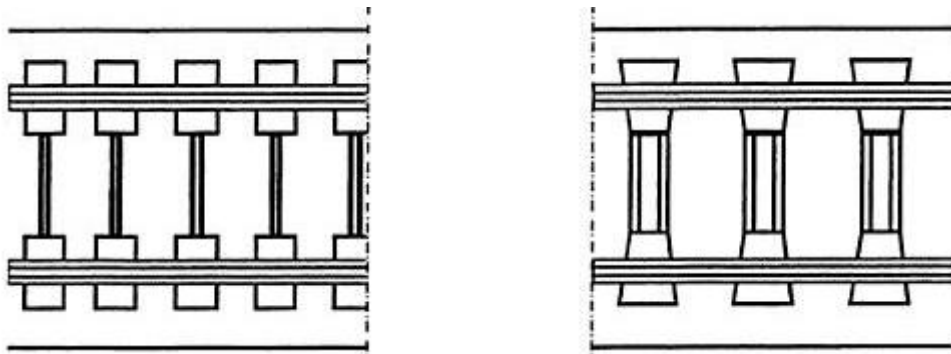


Figura 2-3. Traviesas de dos bloques con riostra y de dos rótulas [3]

2.2.3 Placas de asiento

Protegen a las traviesas del impacto y del desgaste, al aumentar la superficie de apoyo entre el carril y las traviesas. Además permiten asegurar la correcta posición e inclinación del carril.



Figura 2-4. Placa de asiento [2]

2.2.4 Capas de asiento

Son capas de terreno situadas entre la traviesa y la plataforma. Su misión consiste en repartir las cargas desde las traviesas a la plataforma, amortiguar las vibraciones producidas por el contacto rueda-carril y ayudar a la estabilidad longitudinal y transversal de la vía. El material y el espesor de estas capas de asiento influirán significativamente en el buen comportamiento de la vía en términos de rigidez, estabilidad y drenaje.

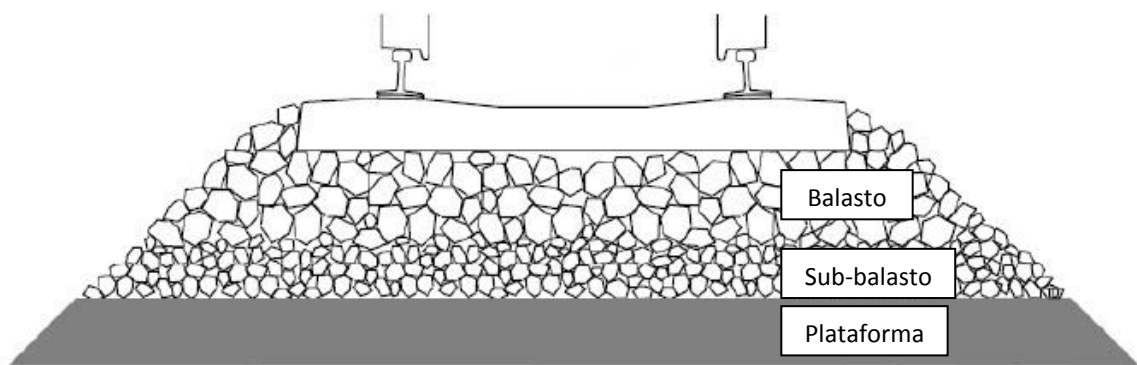


Figura 2-5. Capas de asiento [5]

2.3 Material rodante

El material rodante ferroviario es aquel que es apto para circular sobre las líneas ferroviarias (UNE 25-087-74). Podemos distinguir dos grandes grupos:

- Material motor: es aquel que consta de un motor para proporcionar su autopropulsión y/o la tracción del material rodante. Dentro de éste podemos distinguir tres tipos:
 - Material tractor: sirve para remolcar el material rodante ferroviario pero no permite el transporte de carga útil.
 - Vehículo automotor: está concebido para el transporte sobre él de carga útil, aunque también puede ser empleado para remolcar otros vehículos ferroviarios.
 - Material auxiliar: presta servicio a los dos tipos de vehículos anteriores.
- Material remolcado: para su movimiento necesita la ayuda de material motor. Podemos clasificarlo en dos tipos:
 - Vehículo: empleado para el transporte de personas (coche), equipajes (furgón) cosas o animales, o para prestar servicio auxiliar.
 - Vagón: para el transporte de animales o cosas.

A continuación vamos a ver algunos de los diferentes elementos que forman un vagón ferroviario.

2.3.1 Ruedas

Las ruedas tienen como función soportar el peso del vehículo, guiarlo por la vía y traccionar y frenarlo. Este guiado sobre la vía se produce gracias a una pestaña y una ligera inclinación de la banda de rodadura y se produce describiendo un movimiento sinusoidal característico, conocido como movimiento de lazo.

Podemos distinguir dos partes fundamentales, el centro de la rueda y la llanta. El centro puede durar indefinidamente pero la llanta está sometida al desgaste producido por la rodadura y los choques contra la vía y por tanto necesita ser reparada o cambiada.

Actualmente se emplean ruedas de centro lleno, al contrario que los primeros modelos, que constaban de radios. El disco puede ser recto u ondulado. Este último proporciona cierta elasticidad a la rueda.

Además, estas ruedas son enterizas o monobloque ya que están formadas por una sola pieza, como podemos ver a continuación:

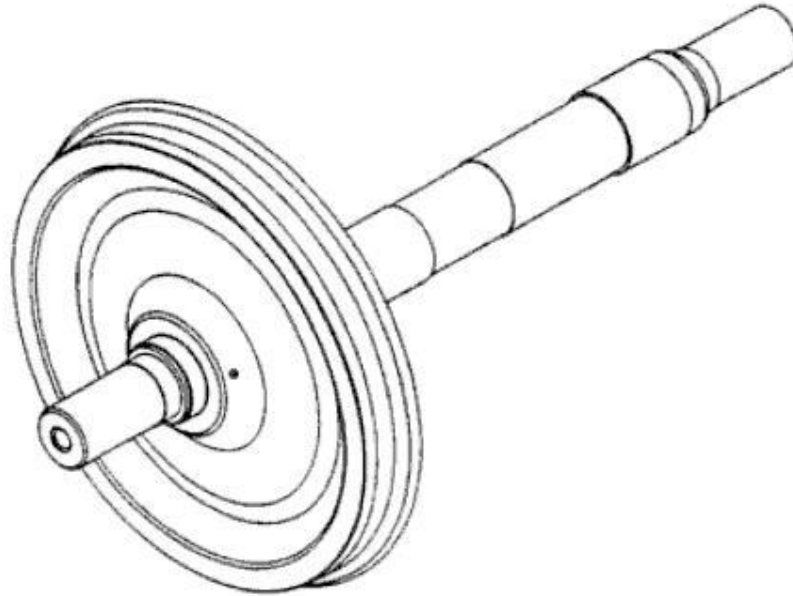


Figura 2-6. Rueda monobloque calada en un eje [3]

El equilibrado de las ruedas es fundamental para evitar deformaciones en la superficie de la llanta que producirían vibraciones en la caja del vehículo. Por el mismo motivo hay que evitar los “planos” que se producen por el bloqueo de las ruedas durante frenadas muy bruscas.

La llanta es la parte de la rueda que mantiene el contacto con el carril y tiene que soportar el desgaste y los golpes propios de la rodadura.

El perfil de la rueda tiene una superficie de rodadura que debe cumplir una serie de requisitos para asegurar el buen comportamiento dinámico del vehículo.

- El espesor de la pestaña.
- El ángulo de la cara activa.
- La altura de la pestaña.

2.3.2 Ejes

Un eje ferroviario consta de tres partes principales:

- Fuste: es la parte comprendida entre las ruedas.
- Secciones de calaje, donde se calzan las ruedas.
- Manguetas, sobre las que apoyan los cojinetes de las cajas de grasa.

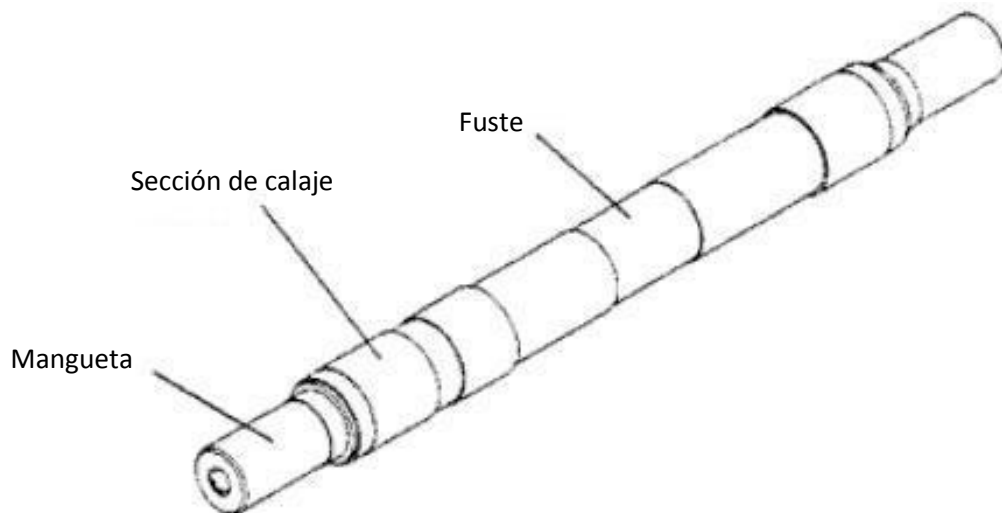


Figura 2-7. Eje ferroviario [3]

Se conoce como eje calado al conjunto formado por un eje y sus dos ruedas caladas sobre él. De esta forma se mantiene constante la distancia entre el vehículo y la vía, se transmiten las fuerzas de tracción y frenado a la vía y se produce el movimiento de lazo.

2.3.3 Cajas de grasa

Conectan el eje a la suspensión del vehículo a través de la mangueta, permitiendo la transmisión de los esfuerzos de tracción o frenado y el giro del eje, lubricándolo y disminuyendo el rozamiento y el calentamiento. Los diseños actuales constan de rodamientos de bolas o rodillos, mientras que en sus comienzos estaban formadas por cojinetes de fricción y un lubricante de engrase.

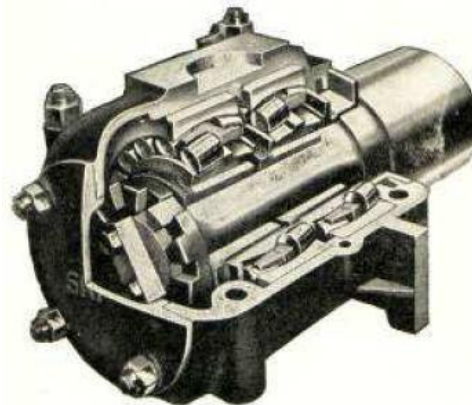


Figura 2-8. Caja de grasa [5]

2.3.4 Placas de guarda

Son piezas en forma de horquilla que están unidas a los largueros del bastidor y en sus brazos deslizan las cajas de grasa. Su función es mantener las cajas de grasa en su posición y sujetar el eje en caso de fallo del muelle de la suspensión.

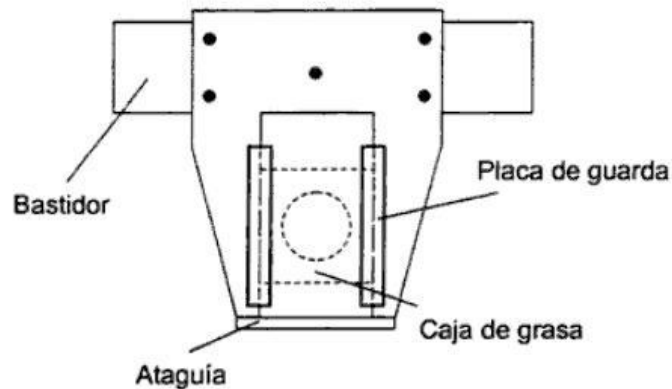


Figura 2-9. Placa de guarda [3]

2.3.5 Suspensión

Tiene la misión de filtrar las vibraciones, transmitir los esfuerzos y guiar las ruedas. Cuando se emplean bogies nos encontramos con dos suspensiones, una primaria, que une los ejes al bogie, y otra secundaria, que une el bogie a la caja.

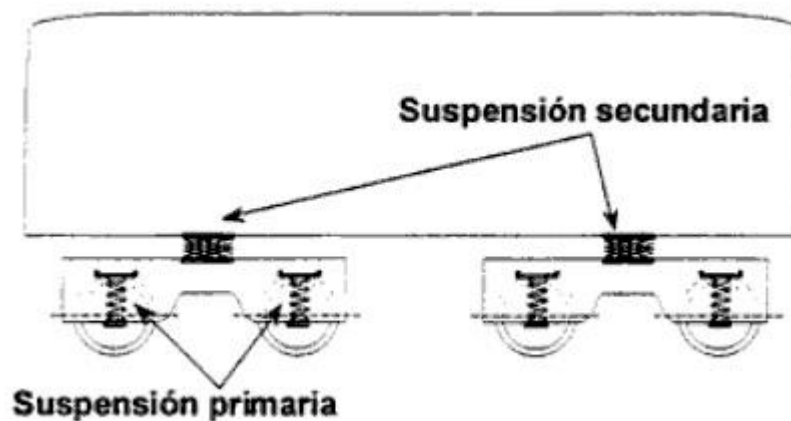


Figura 2-10. Suspensión en un vagón con bogies [3]

La suspensión primaria tiene como misión reducir las vibraciones que soportan el bastidor del bogie y todos los elementos que están montados sobre él además de repartir de manera homogénea las cargas sobre todas las ruedas. No sólo actúa en sentido vertical sino que ayuda al correcto guiado de los ejes en dirección longitudinal y lateral.

En la figura siguiente podemos ver las partes de una suspensión primaria:

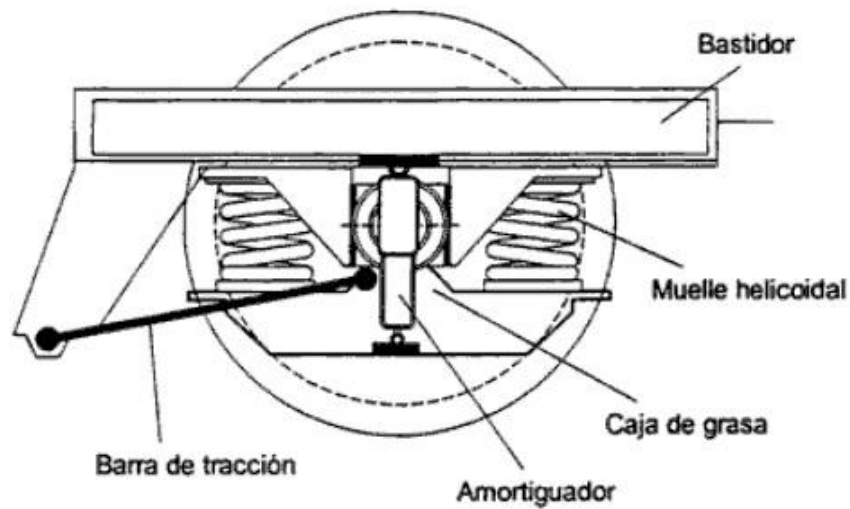


Figura 2-11. Suspensión primaria [3]

La suspensión secundaria filtra las vibraciones transversales y sirve de apoyo vertical entre la caja del vagón y el bogie.

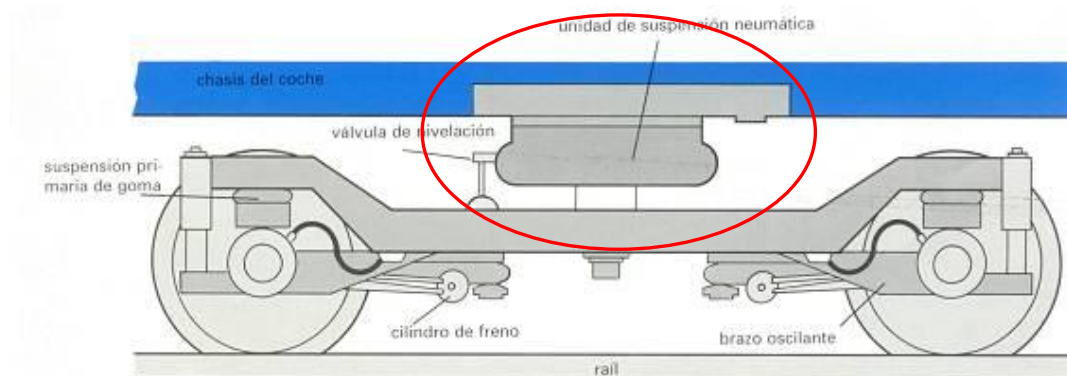


Figura 2-12. Suspensión secundaria [11]

Capítulo 3: Método de los Elementos Finitos

3.1 Introducción

Frecuentemente se puede obtener un modelo adecuado de la realidad utilizando un número finito de componentes bien definidos. A estos problemas se les denomina discretos.

En otras ocasiones esta subdivisión continúa indefinidamente y la única forma de resolver el problema es utilizando infinitésimos. Esto lleva a ecuaciones diferenciales con un número infinito de elementos implicados. Estos sistemas se llaman continuos.

El uso de computadoras ha posibilitado la resolución de problemas discretos sin dificultad, pero no así para los continuos, que requieren de manipulaciones matemáticas que sólo pueden llevarse a cabo para problemas muy concretos.

La dificultad para aplicar los métodos de cálculo estructural a los problemas cotidianos de la ingeniería, hace que surjan nuevos métodos prácticos de cálculo estructural. El uso de estos métodos implica realizar aproximaciones, que serán diferentes según quién las realice. Así, los matemáticos han desarrollado técnicas generales aplicables directamente a las ecuaciones diferenciales que rigen el problema, tales como aproximaciones por diferencias finitas, métodos de residuos ponderados, etc. Por otro lado, los ingenieros han creado una analogía entre elementos discretos reales y porciones finitas de un dominio continuo. De entre estos métodos destaca el Método de los Elementos Finitos (FEM, *Finite Elements Method*), englobado dentro de los llamados métodos de discretización. Estos métodos son aplicados normalmente sobre estructuras planas o espaciales de barras o placas, pero también sobre estructuras volumétricas que no pueden asimilarse a la geometría de barras o placas. Su fundamento está basado en un planteamiento matricial y su uso ha ido en aumento en las últimas décadas gracias al incremento en la capacidad de cálculo de los ordenadores, lo que ha posibilitado resolver sistemas complejos en un corto espacio de tiempo. Estos métodos se basan en el uso de hipótesis de simplificación de geometría, estado de cargas y de deformaciones.

La estructura a analizar es un sistema continuo, que se divide en un número finito de partes, llamados elementos, y su comportamiento se determina mediante un número finito de parámetros.

La solución del sistema completo, fruto del ensamblaje de todos sus elementos, se realiza aplicando las mismas reglas que a los sistemas discretos, es decir, se establecen relaciones entre fuerzas y desplazamientos para cada elemento de la estructura, y posteriormente se ensamblan todos los elementos mediante el establecimiento del equilibrio de los nudos.

En la siguiente figura podemos ver un ejemplo de una malla de elementos y nodos, creada sobre una placa plana.

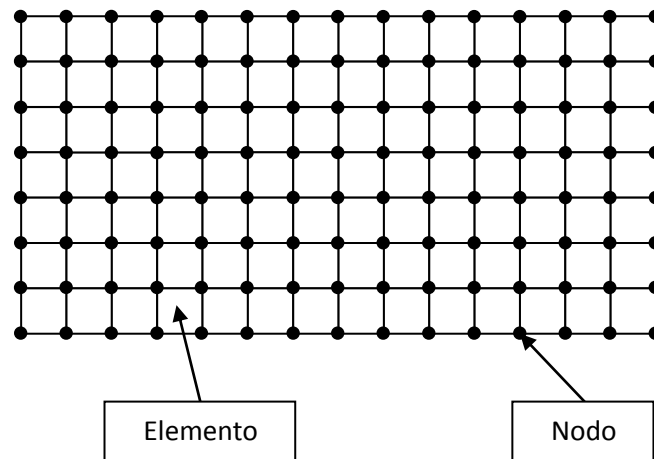


Figura 3-1. Malla de elementos y nodos

3.2 Fundamentos del método

- El sistema continuo se divide en “elementos finitos” mediante líneas, superficies o volúmenes imaginarios.
- Los elementos finitos están conectados entre sí mediante un número discreto de puntos situados en su contorno, a los que denominaremos nodos. Los desplazamientos de estos nodos son las incógnitas del problema.
- Se toma un conjunto de funciones de forma que definan de manera única el campo de desplazamientos dentro de cada elemento finito según los desplazamientos de los nodos correspondientes a ese elemento.
- Estas funciones de forma definen el estado de deformaciones dentro del elemento en función de los desplazamientos nodales. A partir de las deformaciones iniciales y las propiedades del material se obtiene el estado de tensiones del elemento.
- Se determina un sistema de fuerzas concentradas en los nodos de manera que equilibre las tensiones en el contorno, de tal forma que podemos obtener una relación entre fuerzas y desplazamientos.

3.2.1 Campo de desplazamientos

Los desplazamientos de cualquier punto de un elemento finito se pueden aproximar de la siguiente manera:

$$u \approx \hat{u} = [N_i \quad N_j \quad \dots] \cdot \begin{bmatrix} a_i^e \\ a_j^e \\ \vdots \end{bmatrix} = N \cdot a^e$$

Donde N es la función de forma y a^e son los desplazamientos nodales del elemento finito.

Las funciones de forma deben ser elegidas adecuadamente para que al introducir las coordenadas de los nodos en la ecuación anterior se obtengan los desplazamientos nodales.

3.2.2 Campo de deformaciones

El vector de deformaciones en un punto está definido por sus seis componentes:

$$\varepsilon = [\varepsilon_x \quad \varepsilon_y \quad \varepsilon_z \quad \gamma_{xy} \quad \gamma_{xz} \quad \gamma_{yz}]$$

Donde ε_x , ε_y y ε_z son las deformaciones normales y γ_{xy} , γ_{xz} y γ_{yz} las tangenciales.

Este vector de deformaciones se puede determinar a partir de los desplazamientos de todos los puntos del elemento calculados anteriormente:

$$\varepsilon \approx \hat{\varepsilon} = B \cdot u$$

Donde L es un operador lineal adecuado. Esta expresión se puede aproximar mediante:

$$\varepsilon \approx \hat{\varepsilon} = [B_i \quad B_j \quad \dots] \cdot \begin{bmatrix} a_i \\ a_j \\ \vdots \end{bmatrix} = B \cdot a^e$$

Donde $B = L \cdot N$.

3.2.3 Campo de tensiones

El vector de tensiones en un punto del sólido se puede representar por sus seis componentes, siendo σ_x , σ_y y σ_z las tensiones normales y τ_{xy} , τ_{xz} y τ_{yz} las tensiones tangenciales.

$$\sigma = [\sigma_x \quad \sigma_y \quad \sigma_z \quad \tau_{xy} \quad \tau_{xz} \quad \tau_{yz}]$$

3.2.4 Relación tensión-deformación

La relación entre tensiones y deformaciones en puntos del elemento dependerá de las características mecánicas del material. Así, para el caso de comportamiento elástico lineal y suponiendo un estado inicial de tensiones (σ_0) y de deformaciones (ϵ_0), se pueden expresar las tensiones como:

$$\sigma = D \cdot (\epsilon - \epsilon_0) + \sigma_0$$

Donde D es la matriz de elasticidad, la cual incluye las características mecánicas del material.

3.2.5 Esfuerzos nodales

Los esfuerzos que aparecen en los nodos del elemento se denotan por el vector columna q^e , siendo éstos estáticamente equivalentes a las tensiones en el contorno, las fuerzas distribuidas y a las fuerzas superficiales actuantes sobre el elemento.

3.2.6 Planteamiento del sistema de fuerzas actuantes sobre la estructura

Las fuerzas que actúan sobre la estructura pueden ser de tres tipos:

- Fuerzas externas concentradas actuando sobre los nodos, denotadas por el vector columna r .
- Fuerzas externas distribuidas en los elementos, que actúan por unidad de volumen. Se denotan por el vector columna b .
- Fuerzas externas repartidas sobre los contornos de los elementos, que actúan por unidad de superficie. Se denotan por el vector columna t .

3.2.7 Planteamiento de la ecuación fundamental general del método de los elementos finitos

Dando un desplazamiento virtual δa^e a los nodos de un elemento genérico se generan en el mismo desplazamientos y deformaciones virtuales de la siguiente forma:

$$\delta u = N \cdot \delta a^e$$

$$\delta \epsilon = B \cdot \delta a^e$$

El trabajo que efectúan las fuerzas nodales es igual a la suma de los productos de las componentes de cada una de las fuerzas por sus correspondientes desplazamientos:

$$\delta a_1^{eT} \cdot q_1^e + \delta a_2^{eT} \cdot q_2^e + \dots = \delta a^{eT} \cdot q^e$$

El trabajo interno por unidad de volumen efectuado por las tensiones y fuerzas distribuidas es:

$$\delta \epsilon^T \cdot \sigma \cdot \delta u^T \cdot b \quad \text{ó} \quad \delta a^T \cdot (B^T \cdot \sigma \cdot N^T \cdot b)$$

Y el trabajo interno por unidad de superficie efectuado por las fuerzas superficiales:

$$-\delta u^T \cdot t \quad \text{ó} \quad \delta a^T \cdot N^T \cdot t$$

Si se iguala el trabajo externo con el trabajo interno total obtenido al integrar el volumen del elemento V^e o integrar sobre la superficie del contorno del elemento A^e , obtenemos:

$$\delta a^{eT} \cdot q^e = \delta a^{eT} \cdot \left(\int_{V^e} B^T \cdot \sigma \cdot dV - \int_{V^e} N^T \cdot b \cdot dV - \int_{A^e} N^T \cdot t \cdot dA \right)$$

Si se aplica el principio de los trabajos virtuales para el elemento obtenemos:

$$q^e = \int_{V^e} B^T \cdot \sigma \cdot dV - \int_{V^e} N^T \cdot b \cdot dV - \int_{A^e} N^T \cdot t \cdot dA$$
$$q^e = K^e \cdot a^e + f^e$$

Donde:

$$K^e = \int_{V^e} B^T \cdot D \cdot B \cdot dV$$
$$f^e = - \int_{V^e} N^T \cdot b \cdot dV - \int_{V^e} B^T \cdot D \cdot \epsilon_0 \cdot dV + \int_{V^e} B^T \cdot \sigma_0 \cdot dV - \int_{A^e} N^T \cdot t \cdot dA$$

Una vez que los desplazamientos nodales son ya conocidos se pueden calcular las tensiones según la siguiente expresión:

$$\sigma = D \cdot B \cdot a^e - D \cdot \epsilon_0 + \sigma_0$$

Las expresiones deducidas anteriormente son válidas siempre y cuando la suma de los productos de los desplazamientos y las fuerzas correspondientes represente el trabajo exterior realizado y que la suma de los productos de las deformaciones y las correspondientes tensiones sea el trabajo interno total.

Si se plantea el equilibrio de fuerzas en los nodos obtenemos:

$$r_i = \sum_{e=1}^m q_i^e = q_i^1 + q_i^2 + \dots$$

Siendo m el número de elemento que tiene el nodo en la estructura.

3.2.8 Generalización al dominio completo

Para extender las expresiones deducidas previamente a todo el conjunto de la estructura hay que tener en cuenta las fuerzas externas concentradas que actúan en los nodos:

$$r = \begin{bmatrix} r_i \\ r_j \\ \vdots \end{bmatrix}$$

Las integraciones deberán extenderse a todo el volumen V y a toda la superficie A donde están aplicadas las fuerzas superficiales.

Aplicando las propiedades de las integrales definidas, que establecen que la integral total es la suma de las integrales de las partes:

$$\int_V (\quad) \cdot dV = \sum \int_{V^e} (\quad) \cdot dV$$

$$\int_A (\quad) \cdot dA = \sum \int_{A^e} (\quad) \cdot dA$$

Se puede escribir que para cualquier desplazamiento virtual δa la suma del trabajo interno y externo para todo el dominio es:

$$\delta a^T \cdot r = \int_V \delta \epsilon^T \cdot \sigma \cdot dV - \int_V \delta u^T \cdot B \cdot dV - \int_A \delta u^T \cdot t \cdot dA$$

Obtenemos así la ecuación fundamental del método de los elementos finitos:

$$f = \int_V B^T \cdot \sigma \cdot dV$$

$$\text{Siendo } f = r + \int_V N^T \cdot b \cdot dV - \int_A N^T \cdot t \cdot dA$$

En esta última expresión se pueden apreciar respectivamente las fuerzas debidas a fuerzas concentradas en los nodos, fuerzas másicas y fuerzas de superficie sobre el contorno de los elementos.

3.3 Tipos de elementos

De acuerdo a la dimensión de los elementos, éstos se pueden clasificar de la siguiente manera:

- Elementos adimensionales:
 - Mass: Se emplean para añadir una masa no estructural al modelo.
- Elementos unidimensionales: usados para modelizar elementos como vigas, tornillos,... sometidos a tracción o compresión.



Figura 3-2. Elemento unidimensional

Según el tipo de carga que pueda soportar el elemento podemos tener la siguiente clasificación:

- Rod: tracción/compresión y torsión.
 - Bar: tracción/compresión y flexión.
 - Beam: tracción/compresión, flexión y torsión.
 - Spring: se utilizan para modelizar elementos elásticos o para sustituir una estructura por su rigidez equivalente.
 - Gap: simulan el contacto entre dos elementos.
- Elementos bidimensionales:
 - Shell: Empleados cuando se pretende modelizar paneles delgados. El espesor debe ser diez veces menor que la dimensión mayor del panel. Pueden ser triángulos (TRIA) o cuadriláteros (QUAD).

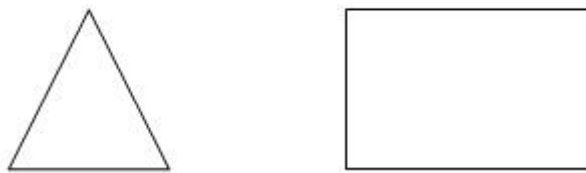


Figura 3-3. Elementos bidimensionales

- Elementos tridimensionales: Son utilizados cuando la estructura no puede ser modelizada con elementos más sencillos que éstos. Los más comunes son los tetraedros (TETRA) o hexaedros (HEXA).

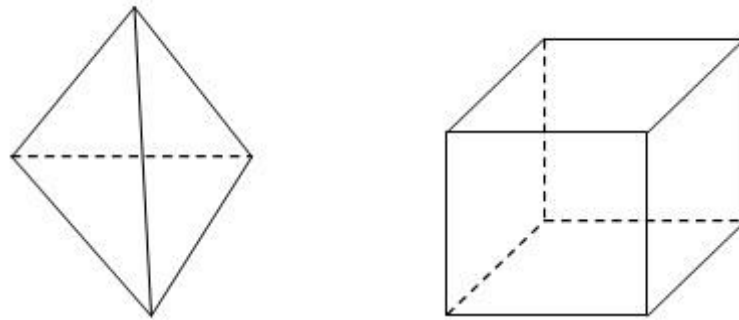


Figura 3-4. Elementos tridimensionales

Además de esta clasificación, para los elementos bidimensionales y tridimensionales mencionados anteriormente se puede hacer otra según el orden de dichos elementos. Así podemos distinguir entre elementos lineales, cuadráticos o polinómicos.

- Elementos lineales: Sólo hay nodos en los vértices de los elementos. Las variaciones de los desplazamientos son lineales y esto implica un estado de tensión constante en el elemento.
- Elementos cuadráticos y polinómicos: Además de en los vértices, también hay nodos en los lados. Las variaciones de los desplazamientos son cuadráticas, o incluso de orden superior para los polinómicos.

Además de los tipos de elementos nombrados existen otros que por ser menos habituales no han sido incluidos.

3.4 Precisión del método

La exactitud del método de los elementos finitos está condicionada a dos tipos de factores:

- Factores comunes a todos los métodos de cálculo: debido a las hipótesis simplificadoras realizadas para generar los métodos de cálculo de estructuras. Pueden provenir de:
 - Modelización de la estructura.
 - Aplicación de las cargas.
 - Propiedades del material.
 - Geometría de la estructura y su variación con la aplicación de las cargas.
- Factores propios del método de los elementos finitos: se deben a la discretización utilizada e influyen en la convergencia del método hacia la solución teórica exacta.
 - Tipo y tamaño de los elementos finitos empleados.

3.5 Proceso de cálculo

La complejidad de los problemas a resolver hace necesario el uso de ordenadores para resolver el gran número de ecuaciones implicadas mediante un código comercial de elementos finitos. Habitualmente estos programas disponen de tres módulos diferentes, cada uno de ellos con una función claramente definida, aunque es posible utilizar cada uno de los módulos de diferentes códigos puesto que existen traductores para pasar los modelos de uno a otro.

- Preprocesador: realiza la malla, compuesta por nodos y elementos.
- *Solver*: resuelve los sistemas de ecuaciones y obtiene los resultados deseados.
- Postprocesador: herramienta que permite tratar los resultados para generar informes o imágenes y así visualizarlos fácilmente.

El procedimiento a seguir para generar un modelo de elementos finitos sería el siguiente:

1. Creación de la malla y asignación de propiedades del problema:

Se genera la geometría a analizar con el preprocesador, aunque habitualmente se importa desde un software CAD (*Computer Aided Design*) para así poder generar la malla posteriormente. Se crean los nodos y elementos y se les asignan a estos últimos sus propiedades mecánicas.

Por último se definen las condiciones de contorno y las cargas a las que está sometida la estructura.

2. Matriz de rigidez:

El solver plantea y resuelve la ecuación que relaciona las deformaciones de los nodos con las cargas aplicadas a través de la matriz de rigidez. Las funciones de forma definen estos desplazamientos de los nodos en función de su posición, y mediante el teorema de los trabajos virtuales se obtienen las fuerzas que equilibran el estado tensional creado por los desplazamientos de los nodos del elemento. La matriz de rigidez se define relacionando fuerzas en nodos y desplazamientos.

3. Matriz de rigidez global:

Una vez obtenidas las matrices de rigidez de todos los elementos del modelo se ensamblan para calcular la matriz K de toda la estructura. Como cada nodo puede tener seis grados de libertad, la estructura tendrá un número total de grados de libertad de seis veces el número de nodos del modelo. La matriz de rigidez total será cuadrada y de dimensión $6 \cdot n$.

4. Desplazamientos:

Conocidas las cargas aplicadas y la matriz de rigidez global se obtienen los desplazamientos por métodos matriciales.

$$[F]=[K] \cdot [d]$$

5. Tensiones:

A partir de los desplazamientos nodales se calculan las tensiones en cada elemento finito.

6. Análisis de resultados:

Los resultados obtenidos (fuerzas, tensiones, deformaciones,...) se pueden representar mediante colores para facilitar su visualización e incluso se puede dibujar la deformada de la estructura.

En la siguiente figura se puede ver un resumen de las etapas del método y el módulo empleado en cada una de ellas:

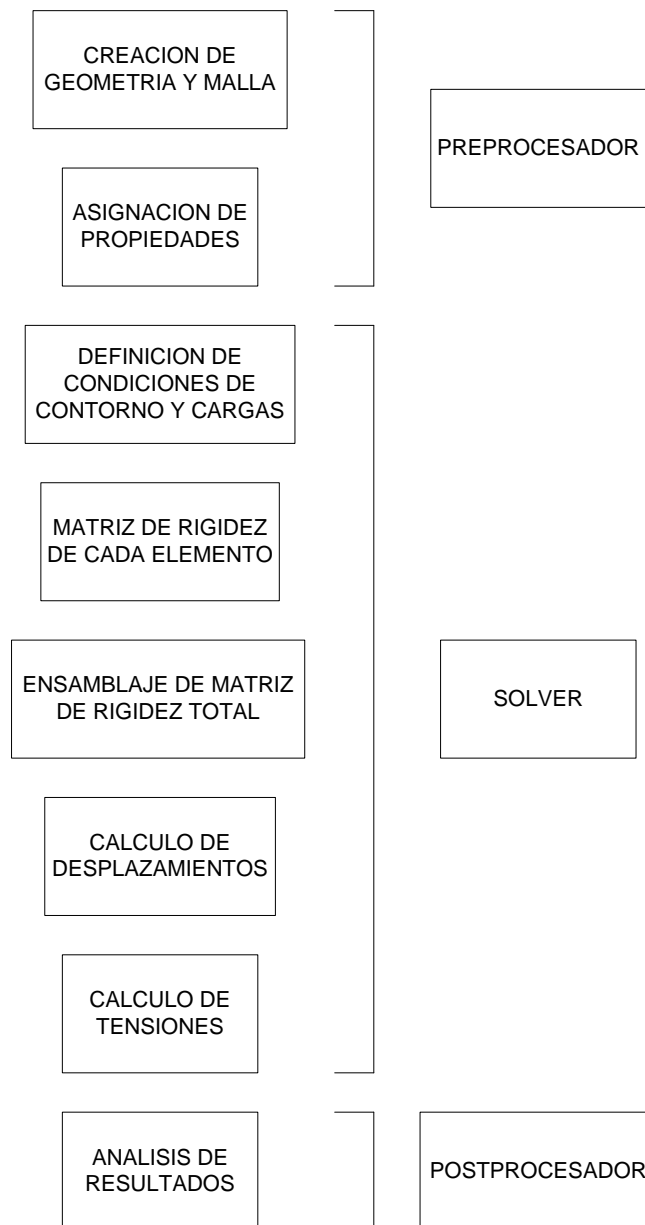


Figura 3-5. Resumen de las etapas del método

Capítulo 4: Diseño del eje según norma UNE

4.1 Introducción

La normativa de referencia aplicable para el diseño de ejes de ferrocarril en el ámbito europeo es la UNE-EN 13103 para ejes portadores (montados y en bogies) y la UNE-EN 13104 para ejes motores.

El objetivo de estas normas es:

- Definir las fuerzas y momentos que hay que tener en cuenta según las masas y condiciones de tracción y frenado.
- Proporcionar el método de cálculo de los esfuerzos en ejes con manguetas exteriores.
- Especificar los valores admisibles de esfuerzo máximo aplicables para el tipo de acero EA1N, definido según la norma EN 13261.
- Definir el método de cálculo para obtener los esfuerzos admisibles máximos para otras calidades de acero.
- Calcular los diámetros de las secciones del eje y recomendar las formas y transiciones más favorables para un buen comportamiento en servicio.

Esta norma es de aplicación a:

- Ejes macizos y huecos de material rodante ferroviario para el transporte de viajeros y carga.
- Ejes definidos según la norma EN 13261.
- Todos los anchos de vía.

Las fases a seguir en el proceso de diseño de un eje de ferrocarril, atendiéndonos a las normas UNE, son las siguientes:

- Primero definimos las fuerzas a tener en cuenta y calculamos los momentos en cada una de las distintas secciones del eje.
- A continuación seleccionamos los diámetros del cuerpo del eje y de las manguetas y, sobre éstos, calculamos los diámetros del resto de secciones.
- Por último comprobamos las opciones elegidas:
 - Calculando los esfuerzos en cada sección.
 - Comparando estos esfuerzos con los esfuerzos máximos admisibles. Estos esfuerzos máximos admisibles vienen definidos principalmente por:
 - La calidad del acero.
 - Si el eje es macizo o hueco.

A continuación vamos a mostrar paso por paso el proceso de diseño de uno de los ejes para hacerlo más entendible. En concreto detallaremos el cálculo numérico para el eje 1.

4.2 Datos de entrada

En este apartado vamos a mostrar los datos necesarios para realizar el diseño del eje. Estos corresponderán al vagón, los ejes, las ruedas y por último al sistema de frenado.

4.2.1 Vagón

Los datos del vagón de mercancías que van a tener que soportar los ejes son los siguientes:

h_1	1375 mm
m_1	25000 kg/eje

Tabla 4-1. Datos del vagón

Donde h_1 es la altura del centro de gravedad del vagón con respecto a la línea central del eje y m_1 es la masa sobre las manguetas por eje.

4.2.2 Ejes

A continuación podemos ver los parámetros geométricos de los ejes así como sus respectivas masas.

Los datos geométricos han sido obtenidos de los planos contenidos en *Anexo C: Planos* y las masas se han obtenido en *Anexo B: Cálculo de la masa del eje* con la ayuda del software Pro-Engineer a partir de los modelos 3D de los ejes.

	Eje 1	Eje 2
b	1150,0 mm	1135,0 mm
s	865,5 mm	882,0 mm
m_2	485,70 kg	613,58 kg

Tabla 4-2. Datos de los ejes

Donde b es la semidistancia entre los puntos de aplicación de las fuerzas verticales sobre las manguetas del eje, s es la semidistancia entre los círculos de rodadura de la rueda y m_2 es la masa del eje.

4.2.3 Ruedas

Los parámetros geométricos de las ruedas que van a montar los ejes y que necesitamos para el diseño son el radio de rodadura de la rueda (R) y el diámetro del cubo (D). Ambos datos los podemos ver en la siguiente tabla:

R	625 mm
D	355 mm

Tabla 4-3. Geometría de las ruedas

4.2.4 Sistema de frenado

Para los cálculos relativos al frenado vamos a considerar que el sistema de frenos consta de zapatas en ambas ruedas pero sólo por uno de sus lados. Estas zapatas las consideraremos de alto coeficiente de fricción. Las características del sistema de frenado, calculadas en *Anexo A: Cálculo de los parámetros de frenado* son:

	Eje 1	Eje 2
r	0,25	0,25
Q	101911,80 N	102915,40 N
$P' (p)$	160147,11 N	161724,21 N

Tabla 4-4. Datos del sistema de frenado

4.3 Fuerzas y momentos a considerar

Lo primero que tenemos que obtener son las fuerzas a las que va a estar sometido el eje. Estas fuerzas pueden ser debidas a dos efectos, las producidas por las masas en movimiento o por el sistema de frenado.

4.3.1 Fuerzas debidas a masas en movimiento

Las fuerzas debidas a las masas en movimiento están situadas en el plano de simetría (y , z) que corta la línea central del eje, como podemos ver en la imagen siguiente:

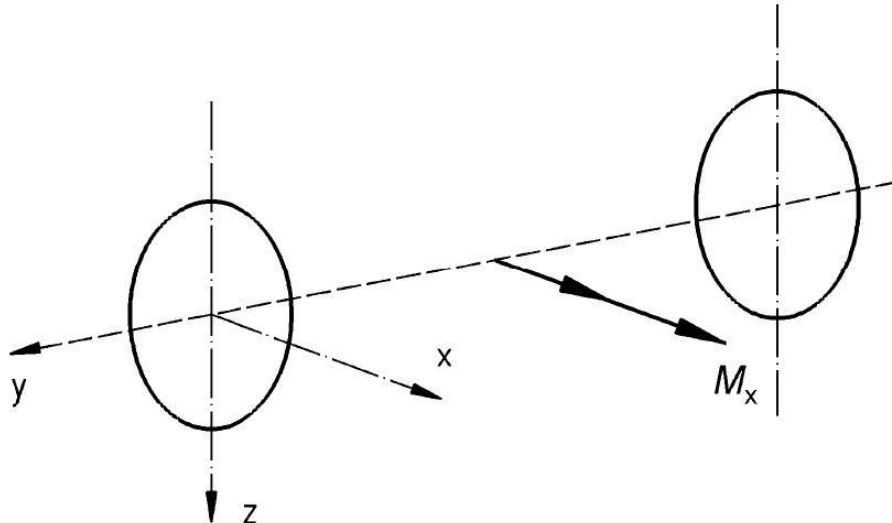


Figura 4-1. Fuerzas debidas a las masas en movimiento [1]

El momento de flexión M_x en cualquier sección se calcula a partir de las fuerzas P_1 , P_2 , Y_1 , Y_2 , y F_i y representa el caso más desfavorable posible para el eje, como vemos a continuación:

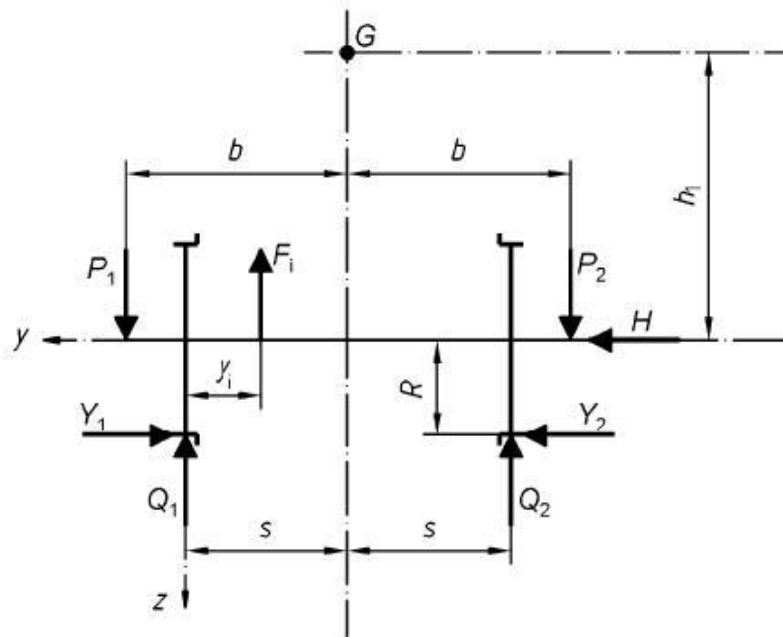


Figura 4-2. Distribución de las fuerzas sobre el eje [1]

- La distribución asimétrica de las fuerzas.
- La dirección de las fuerzas F_i causadas por las masas de los componentes no suspendidos seleccionados de manera tal que sus efectos de flexión se suman a los efectos producidos por las fuerzas verticales.
- El valor de las fuerzas F_i se obtiene al multiplicar la masa de cada componente no suspendido por la gravedad (g).

El valor de las fuerzas debidas a las masas en movimiento depende de si el eje es guía o no. Un eje es guía si está en el primer bogie de un vagón utilizado en una unidad reversible. Cuando un eje puede utilizarse en ambas posiciones se le considera como guía. En nuestro caso lo consideraremos como un eje guía por tanto el valor de las fuerzas se calcula según las siguientes ecuaciones:

$$P_1 = \left(0,625 + 0,0875 \cdot \frac{h_1}{b} \right) \cdot \frac{m_1}{g} = \left(0,625 + 0,0875 \cdot \frac{1375}{1150} \right) \cdot \frac{12500}{9,81} = 89469,60 \text{ N}$$

$$P_2 = \left(0,625 - 0,0875 \cdot \frac{h_1}{b} \right) \cdot \frac{m_1}{g} = \left(0,625 - 0,0875 \cdot \frac{1375}{1150} \right) \cdot \frac{12500}{9,81} = 63811,65 \text{ N}$$

$$Y_1 = 0,35 \cdot m_1 \cdot g = 0,35 \cdot 12500 \cdot 9,81 = 42918,75 \text{ N}$$

$$Y_2 = 0,175 \cdot m_1 \cdot g = 0,175 \cdot 12500 \cdot 9,81 = 21459,38 \text{ N}$$

$$H = Y_1 - Y_2 = 0,175 \cdot m_1 \cdot g = 0,15 \cdot 12500 \cdot 9,81 = 21459,38 \text{ N}$$

$$\begin{aligned}
 Q_1 &= \frac{1}{2 \cdot s} \left[P_1 \cdot (b+s) - P_2 \cdot (b-s) + (Y_1 - Y_2) \cdot R - \sum_i F_i \cdot (2 \cdot s - y_i) \right] = \\
 &= \frac{1}{2 \cdot 865,5} [89469,60 \cdot (1150+865,5) - 63811,65 \cdot (1150-865,5) + (42918,75 - 21459,38) \cdot 625] = \\
 &= 101434,82 \text{ N} \\
 Q_2 &= \frac{1}{2 \cdot s} \left[P_2 \cdot (b+s) - P_1 \cdot (b-s) - (Y_1 - Y_2) \cdot R - \sum_i F_i \cdot y_i \right] = \\
 &= \frac{1}{2 \cdot 865,5} [63811,65 \cdot (1150+865,5) - 89469,60 \cdot (1150-865,5) - (42918,75 - 21459,38) \cdot 625] = \\
 &= 67342,80 \text{ N}
 \end{aligned}$$

El momento flector M_x varía a lo largo del eje. Entre el primer plano de carga y el eje de rodadura sigue una variación lineal de acuerdo a la siguiente expresión:

$$M_x = P_1 \cdot y$$

Por tanto en el extremo de la mangueta ($y=0$) tendrá un valor de 0 N · mm y en el plano de rodadura ($y=b-s$) valdrá:

$$M_x = 89469,60 \cdot (1150-865,5) = 25,45 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Entre los planos de rodadura el momento flector también sigue una variación lineal pero en este caso según la ecuación siguiente:

$$M_x = P_1 \cdot y - Q_1 \cdot (y-b+s) + Y_1 \cdot R - \sum_i F_i \cdot (y-b+s-y_i)$$

Como no hay discos de freno o piñones entre los planos de rodadura las fuerzas debidas a las masas no suspendidas (F_i) son cero y por tanto, tenemos unos valores máximo y mínimo de:

$$M_x(y=b-s) = 89469,60 \cdot (1150-865,5) + 42918,75 \cdot 625 = 52,28 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_x(y=b+s) = 89469,60 \cdot (1150+865,5) - 101434,82 \cdot (2 \cdot 865,5) + 42918,75 \cdot 625 = 31,57 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Por último, para el tramo entre el segundo plano de carga y el eje de rodadura sigue una variación lineal de acuerdo a la siguiente expresión:

$$M_x = P_2 \cdot y$$

Y por tanto en el extremo de la mangueta ($y=0$) tendrá un valor de 0 N · mm y en el plano de rodadura ($y=b-s$) será de:

$$M_x = 63811,65 \cdot (1150-865,5) = 18,15 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Así obtenemos una distribución de momentos flectores a lo largo del eje como la mostrada en la figura a continuación:

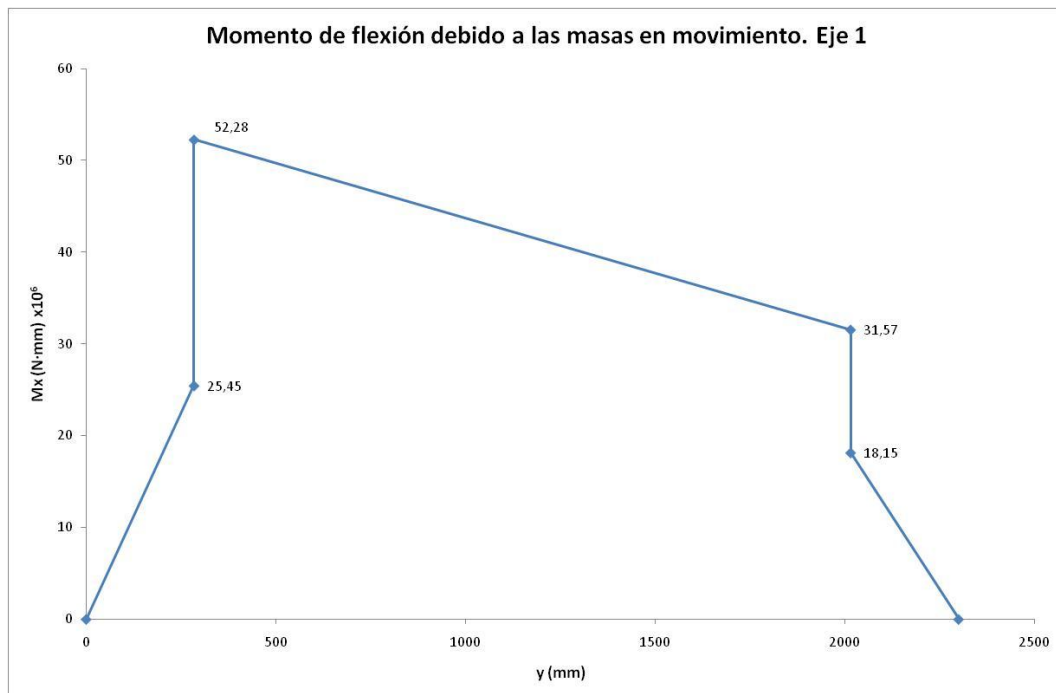


Figura 4-3. Momento de flexión debido a las masas en movimiento – M_x . Eje 1

Procediendo de manera análoga para el eje 2 obtenemos el diagrama de momentos flectores debidos a las masas en movimiento para este otro eje:

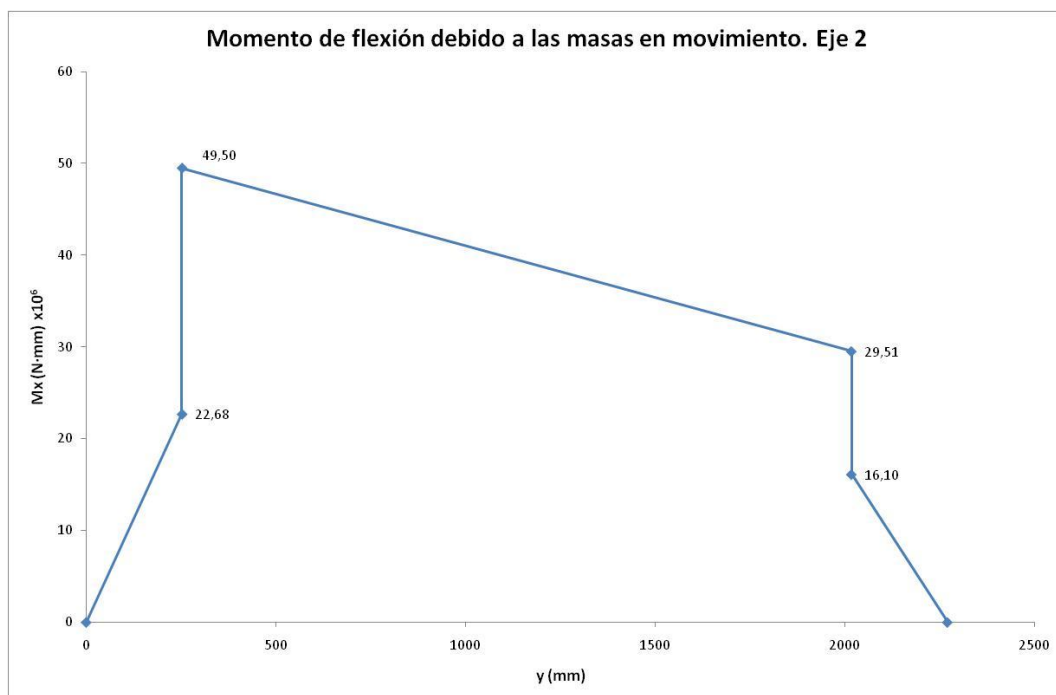


Figura 4-4. Momento de flexión debido a las masas en movimiento – M_x . Eje 2

4.3.2 Fuerzas debidas al proceso de frenado

Debido al proceso de frenado se producen momentos en tres componentes:

- La componente de flexión M'_x se debe a las fuerzas verticales, paralelas al eje z.
- La componente de flexión M'_z se debe a las fuerzas horizontales, paralelas al eje x.
- La componente de torsión M'_y se dirige conforme a la línea central del eje y debido a las fuerzas tangenciales aplicadas a las ruedas.

En la siguiente figura podemos ver un esquema con estas tres componentes del momento debido al frenado:

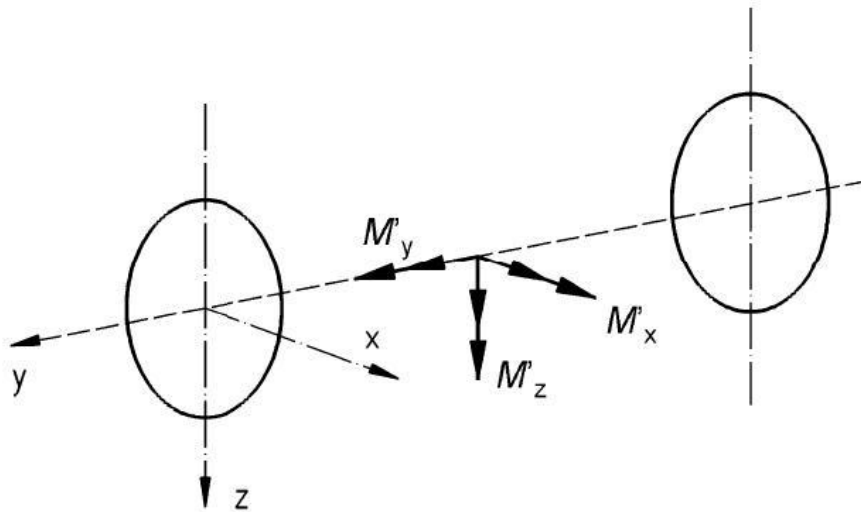


Figura 4-5. Momentos debidos al frenado [1]

El valor de estos momentos dependerá del tipo de freno que se emplee en el eje. Para nuestro caso, hemos considerado que:

- Los frenos son de zapatas.
- Hay zapatas en ambas ruedas.
- Hay una zapata por rueda.

Los momentos se calculan como sigue, dependiendo de la zona del eje a considerar:

Entre el plano de carga y el eje de rodadura serán:

$$M'_x = F_f \cdot \tau \cdot y$$

$$M'_z = F_f \cdot (1 + \tau) \cdot y$$

$$M'_y = 0$$

Donde τ es el coeficiente de fricción entre la rueda y las zapatas de freno, que vamos a suponer con un valor de 0,25 (zapatas con alto coeficiente de fricción) y F_f es la fuerza máxima aplicada a las zapatas de un mismo portazapatas sobre una rueda. Como Q es la fuerza total de

frenado (calculada en *Anexo A: Cálculo de los parámetros de frenado*) y tenemos zapatas en ambas ruedas, F_f será entonces igual a la mitad de Q .

En el extremo de la mangueta ($y=0$) tanto los momentos de flexión como el de torsión serán nulos.

Y entre los planos de rodadura los tres momentos tendrán un valor constante igual a:

$$M'_x = F_f \cdot \tau \cdot (b-s) = \frac{101911,80}{2} \cdot 0,25 \cdot (1150-865,5) = 3,62 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$M'_z = F_f \cdot (1+\tau) \cdot (b-s) = \frac{101911,80}{2} \cdot (1+0,25) \cdot (1150-865,5) = 18,12 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$M'_y = 0,3 \cdot P' \cdot R = 0,3 \cdot 160147,11 \cdot 625 = 30,03 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

Donde P' es la parte de P frenada (o peso freno ficticio, calculado en *Anexo A: Cálculo de los parámetros de frenado*).

Se obtiene así la distribución de momentos flectores a lo largo del eje, como podemos ver en las figuras a continuación:

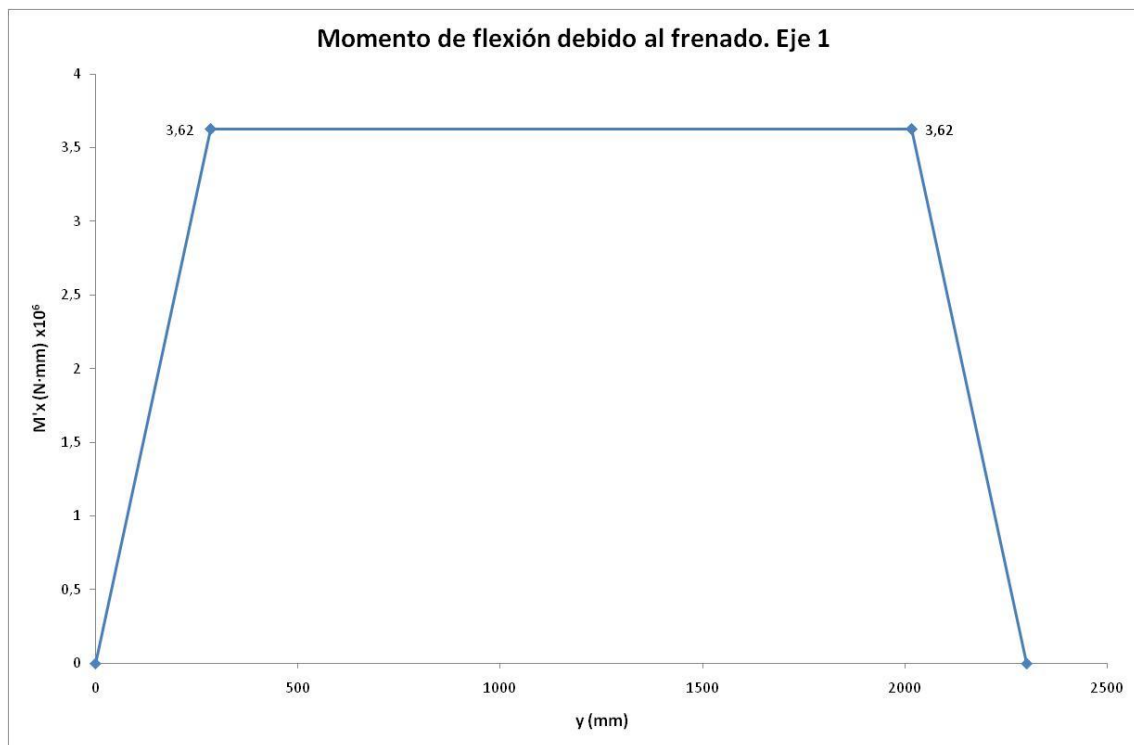


Figura 4-6. Momento de flexión debido al frenado – M'_x . Eje 1

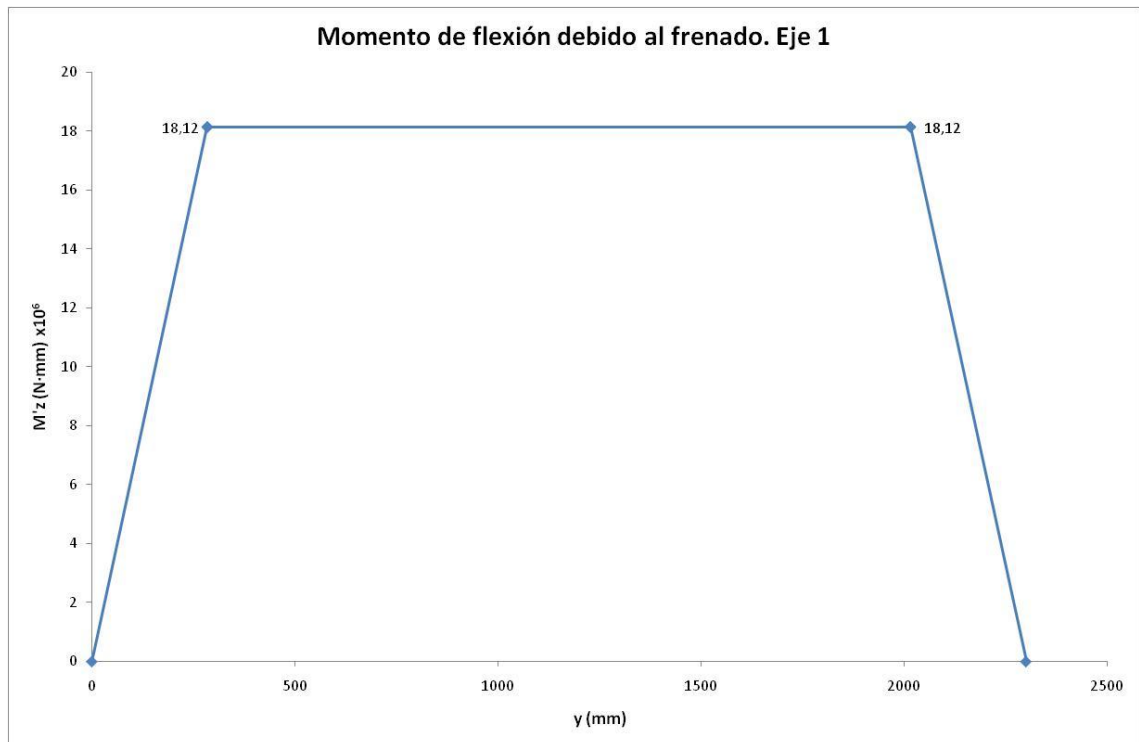


Figura 4-7. Momento de flexión debido al frenado – M'_z . Eje 1

Y procediendo de manera análoga para el eje 2:

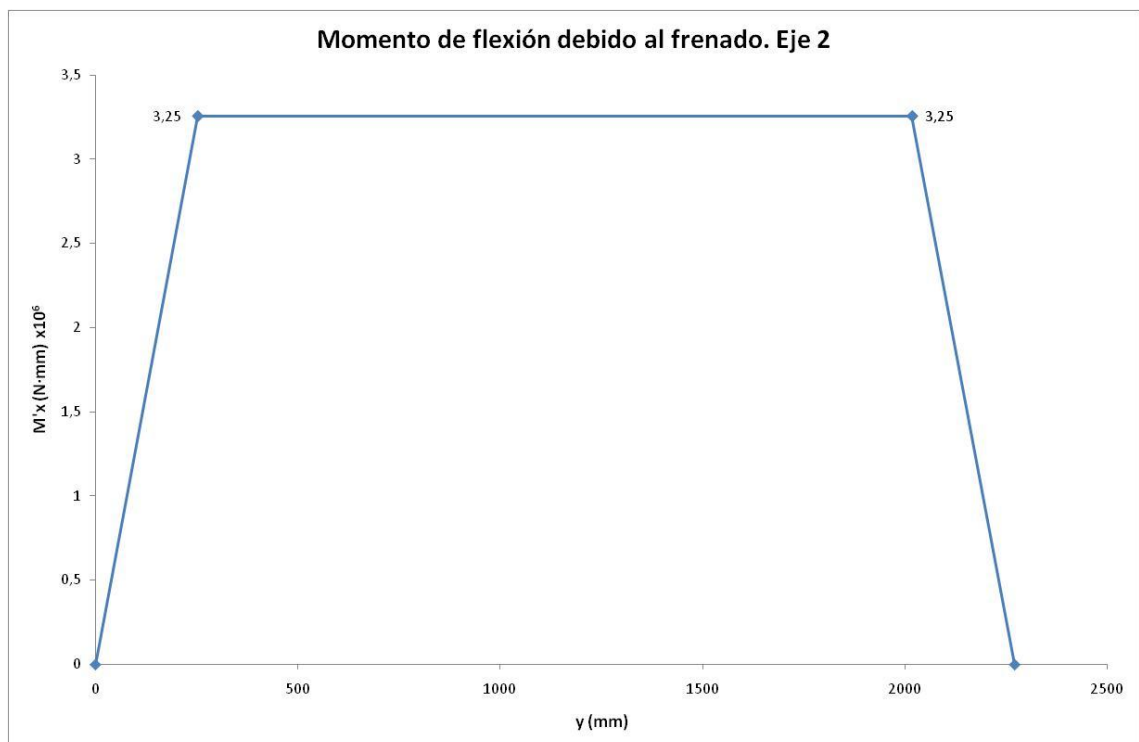


Figura 4-8. Momento de flexión debido al frenado – M'_x . Eje 2

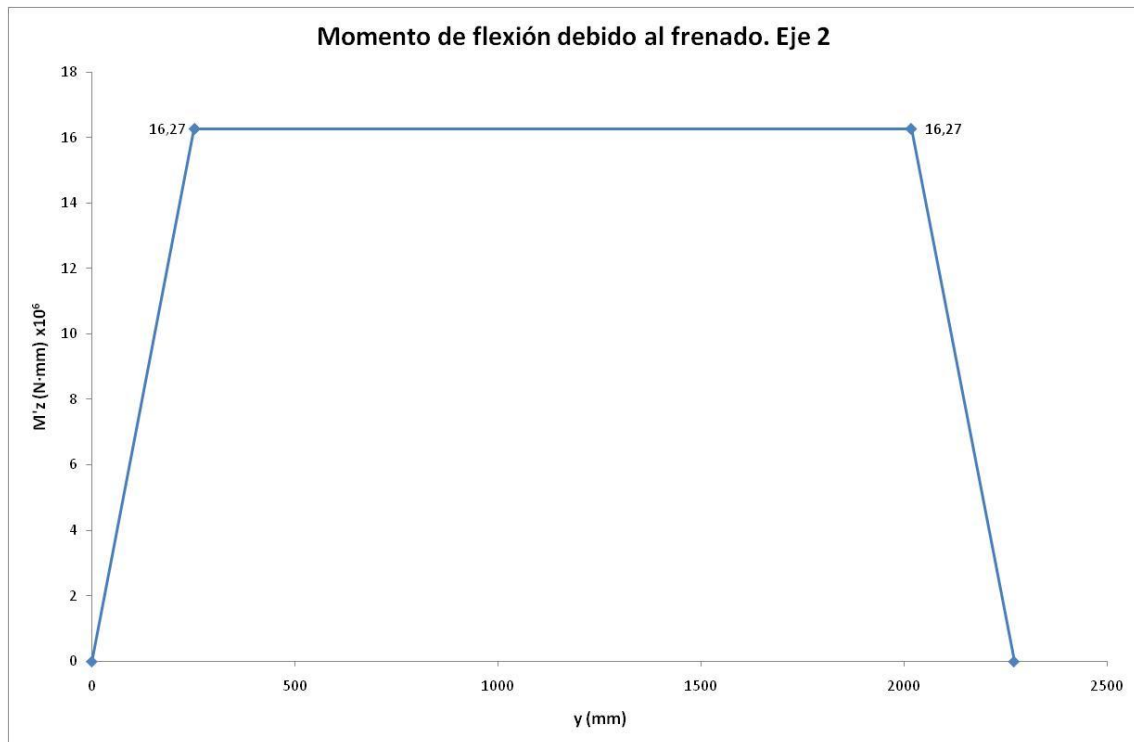


Figura 4-9. Momento de flexión debido al frenado – M'_z . Eje 2

Y por último la distribución de momentos torsores es:

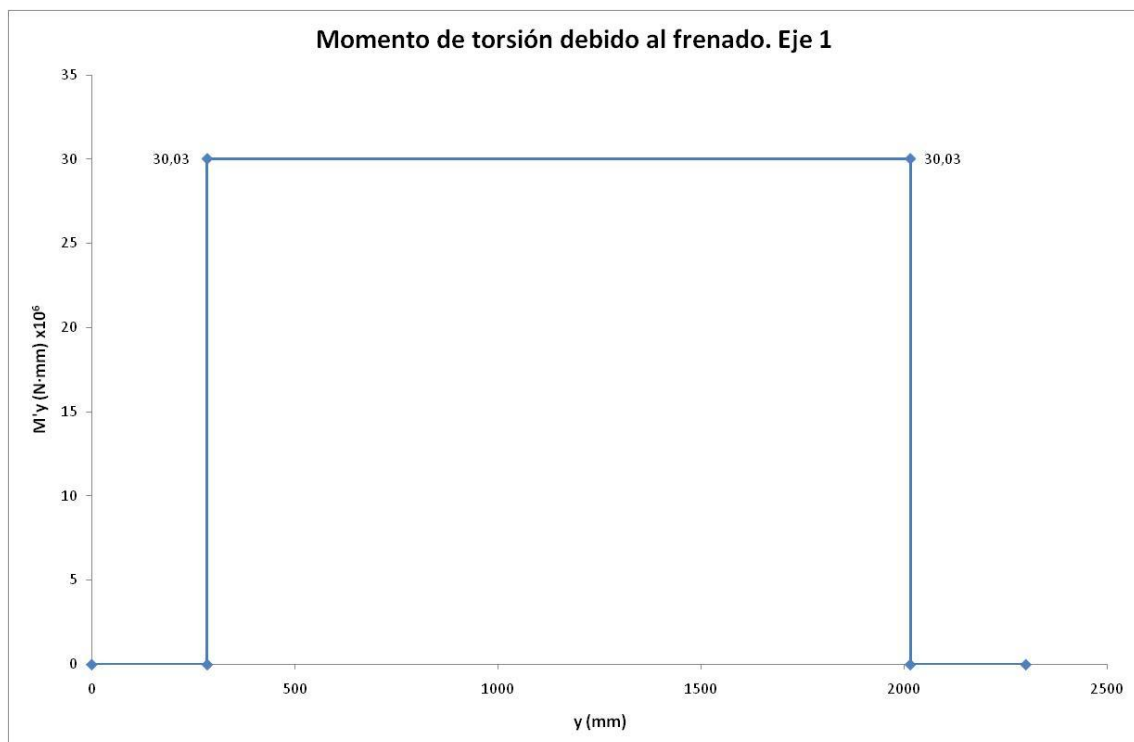


Figura 4-10. Momento de torsión debido al frenado – M'_y . Eje 1

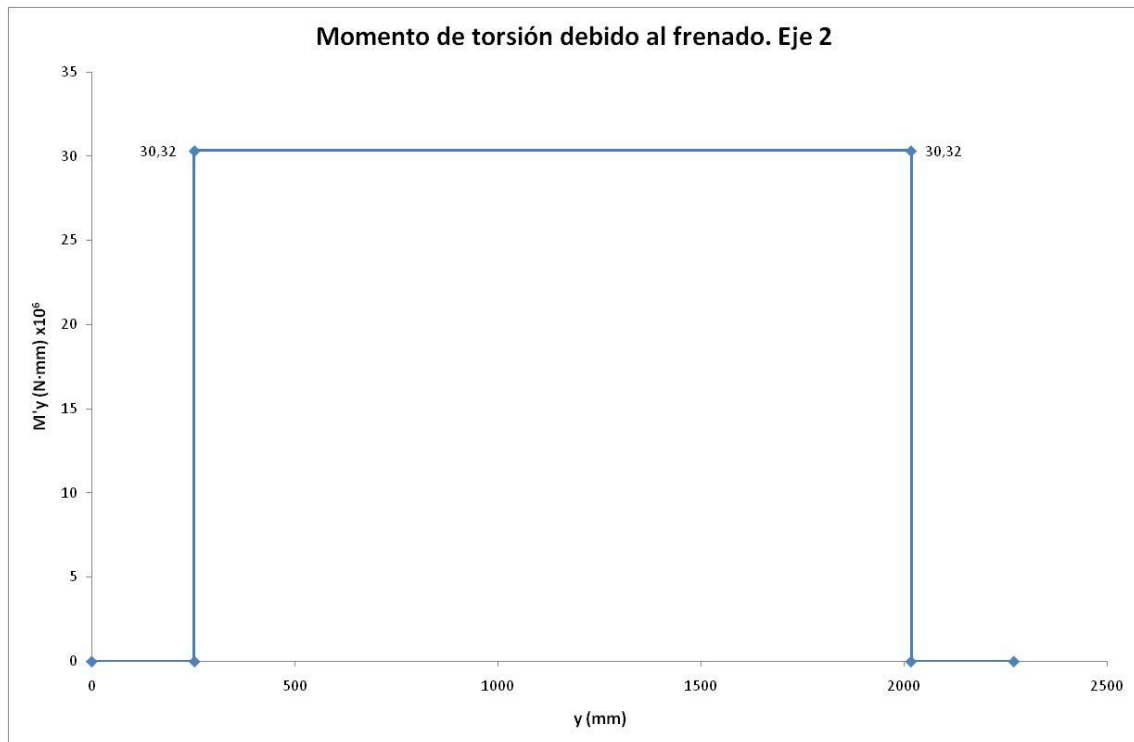


Figura 4-11. Momento de torsión debido al frenado – M'_y . Eje 2

4.3.3 Efectos debidos a la curvatura y geometría de la rueda

Para un eje no frenado, el momento de torsión M'_y es igual a $0,2 \cdot P \cdot R$, teniendo en cuenta posibles diferencias de diámetro de las ruedas y el efecto de circulación en curva. Para un eje frenado estos efectos ya están tenidos en cuenta en el cálculo del momento torsor debido al frenado por lo que los ignoraremos.

4.3.4 Cálculo del momento resultante

Una vez que tenemos calculados los momentos flectores y torsores debidos tanto a las masas en movimiento como al frenado, podemos calcular entonces el momento resultante de la siguiente manera:

$$MR = \sqrt{MX^2 + MY^2 + MZ^2}$$

Donde MX , MY y MZ son la suma de las diferentes componentes producidas por las masas en movimiento y el frenado que obtenemos como sigue:

$$MX = M_x + \sum M'_x$$

$$MY = \sum M'_y$$

$$MZ = \sum M'_z$$

Obtenemos así los diagramas de momentos flectores totales para los dos ejes:

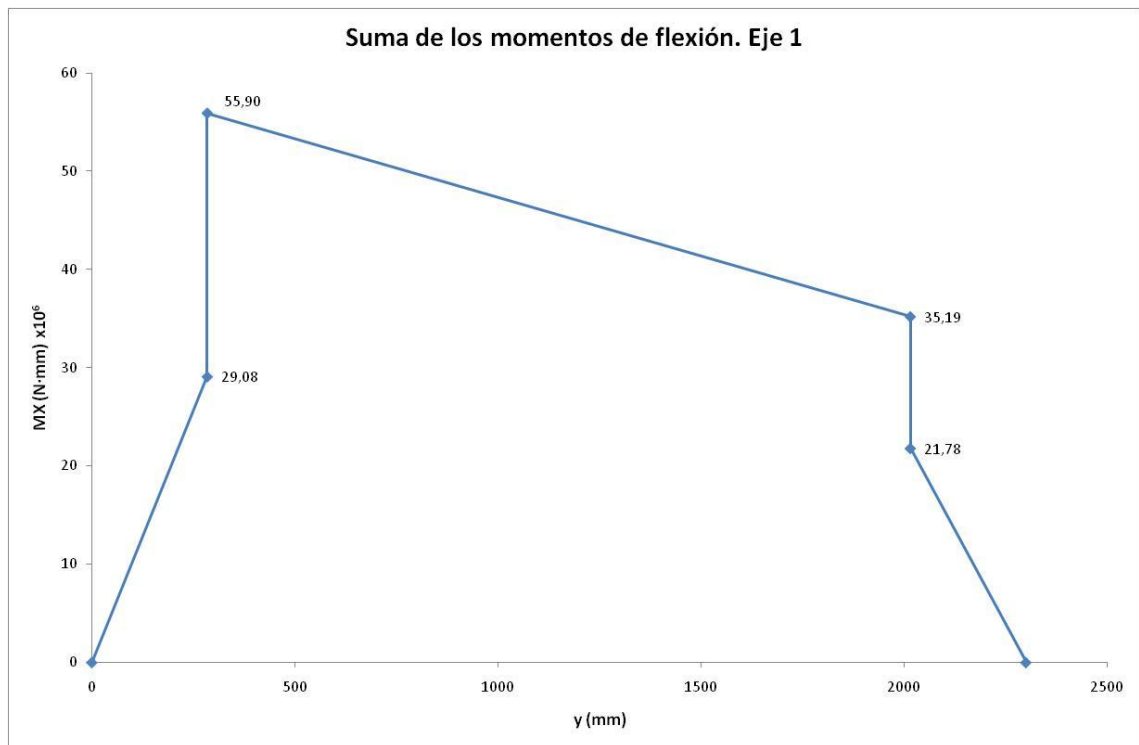


Figura 4-12. Suma de los momentos de flexión – MX. Eje 1

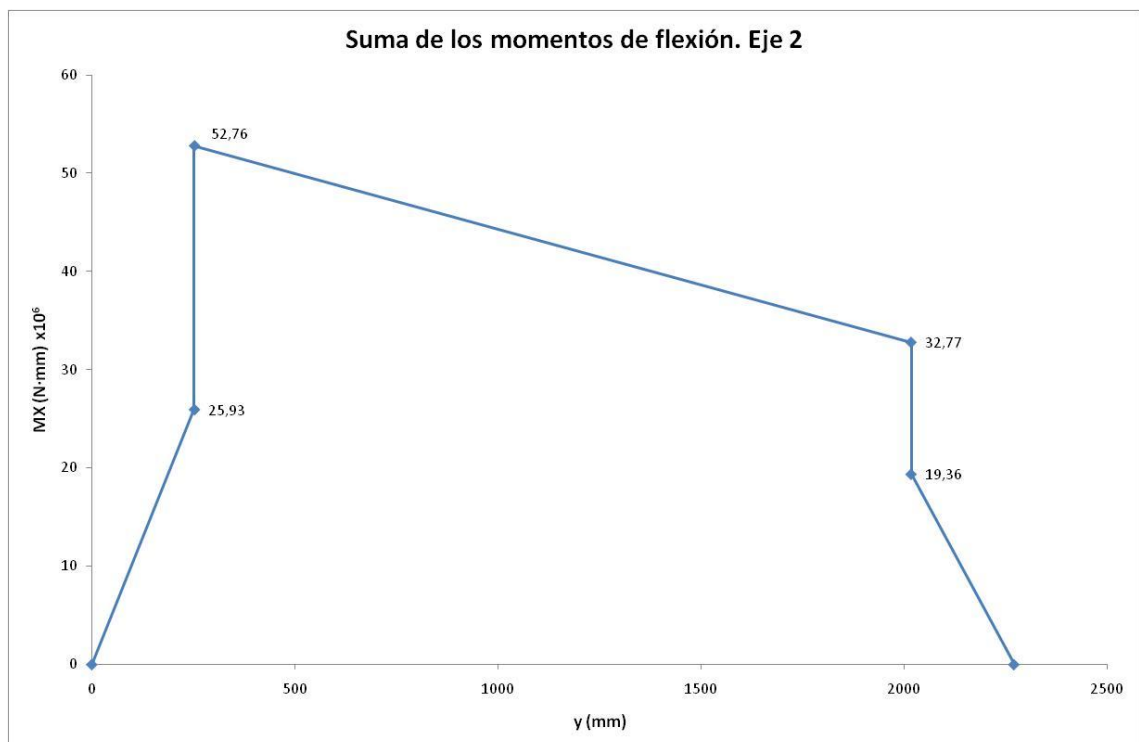


Figura 4-13. Suma de los momentos de flexión – MX. Eje 2

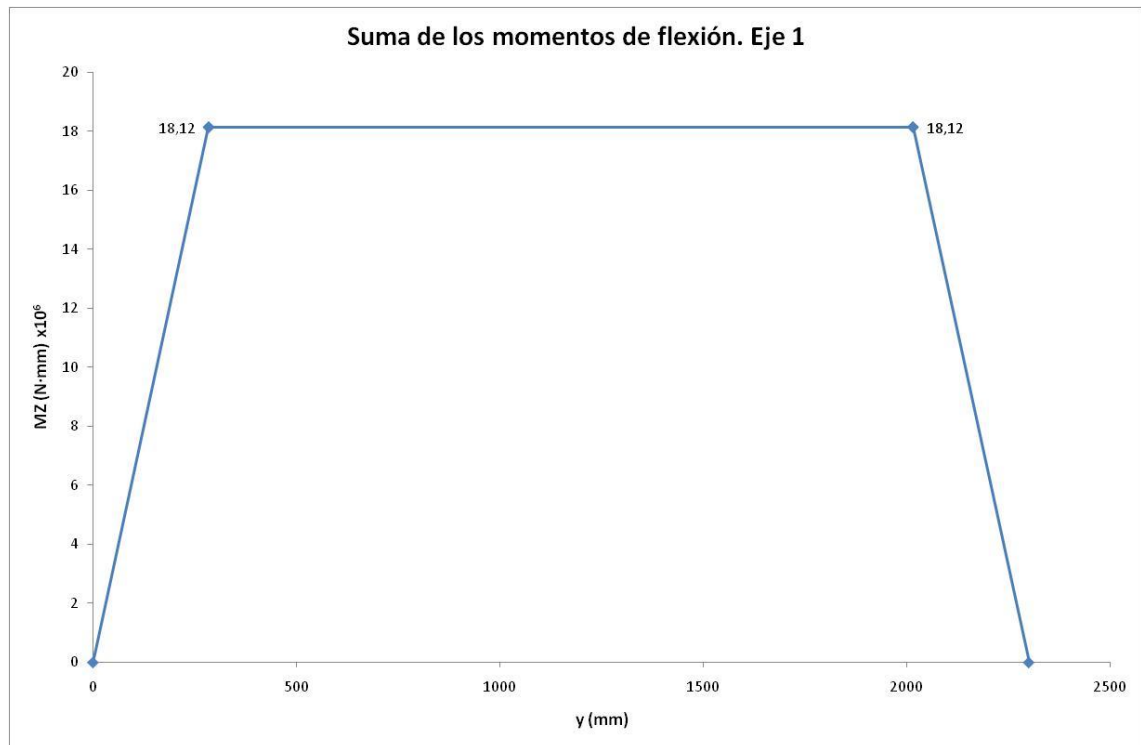


Figura 4-14. Suma de momentos de flexión – MZ. Eje 1

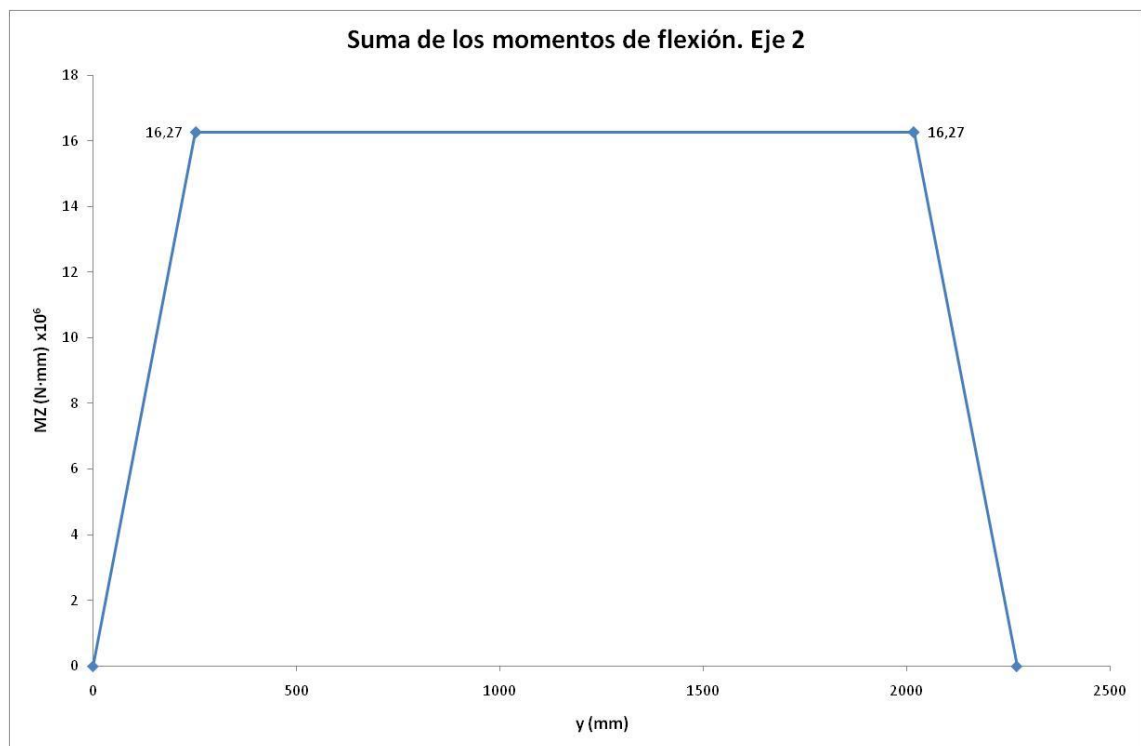


Figura 4-15. Suma de momentos de flexión – MZ. Eje 2

Y de momentos torsores totales:

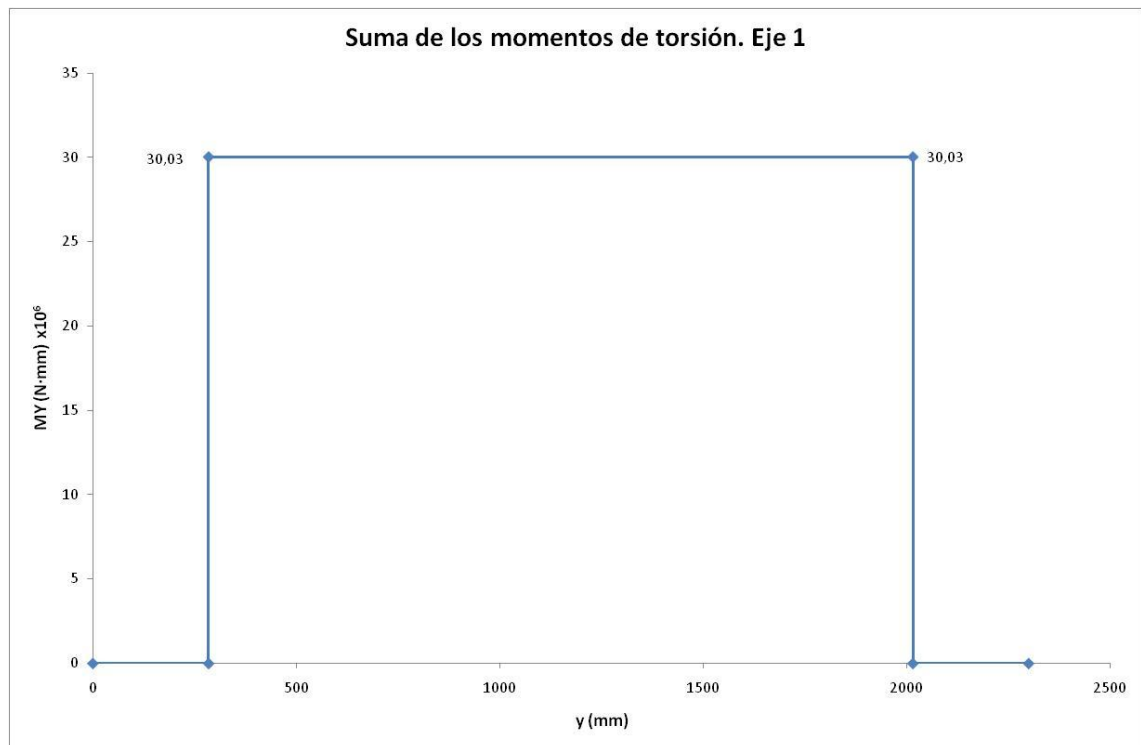


Figura 4-16. Suma de momentos de torsión – MY. Eje 1

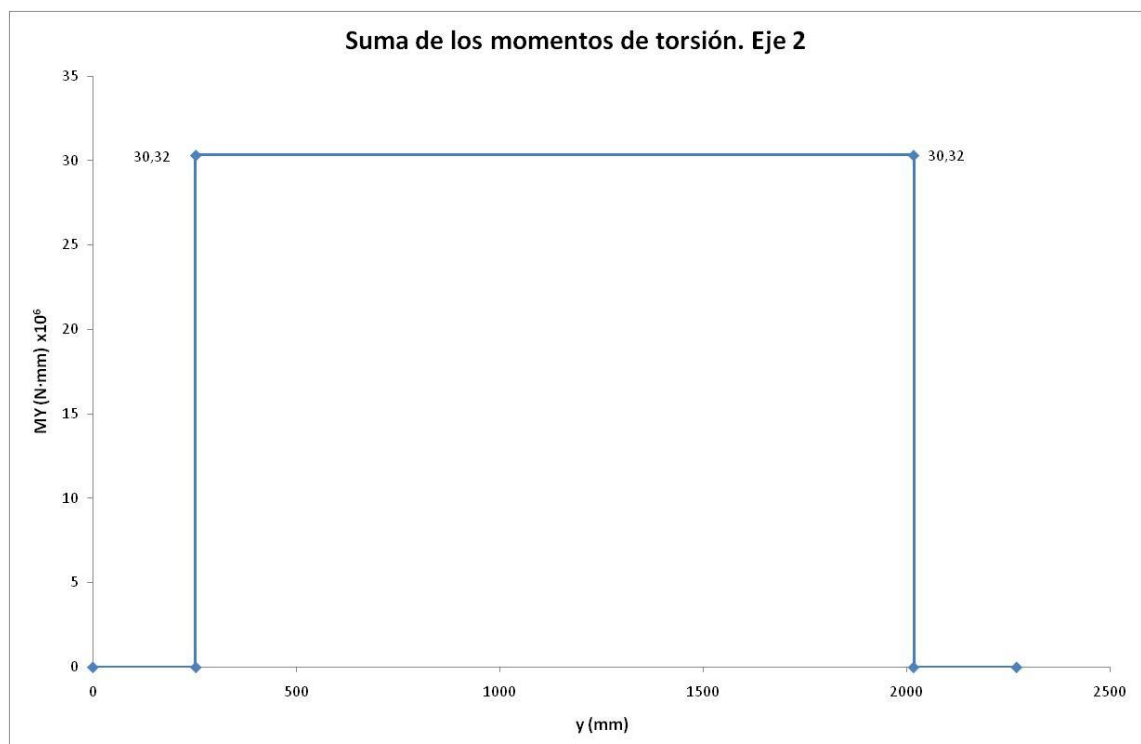


Figura 4-17. Suma de momentos de torsión – MY. Eje 2

Finalmente, el diagrama de momentos resultantes queda como sigue:

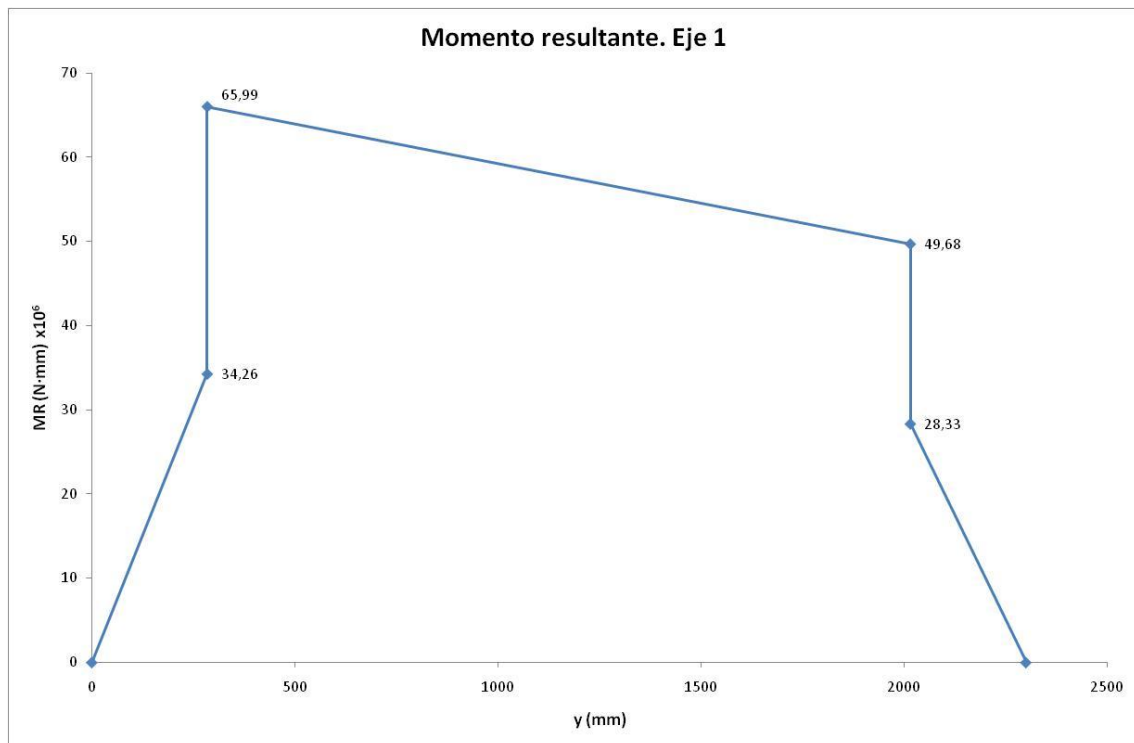


Figura 4-18. Momento resultante – MR. Eje 1

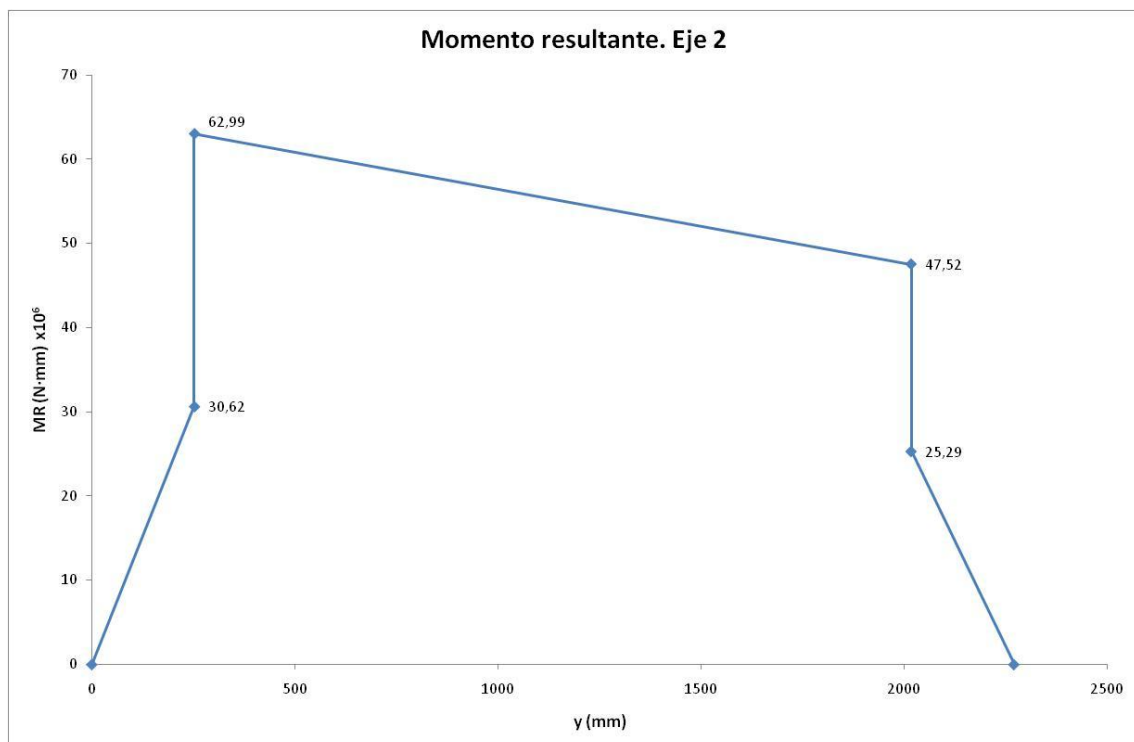


Figura 4-19. Momento resultante – MR. Eje 2

4.4 Esfuerzos máximos admisibles

Los esfuerzos máximos permitidos se calculan a partir del límite de fatiga a flexión rotativa del eje y de un coeficiente de seguridad S que depende de la calidad del acero.

4.4.1 Calidad de acero EA1N

Los valores de los límites de fatiga para un eje macizo son de 200 N/mm^2 y de 120 N/mm^2 para zonas sin calado con apriete y con calado con apriete, respectivamente.

Para el caso de un eje hueco serían:

- 200 N/mm^2 sin calado con apriete.
- 110 N/mm^2 con calado con apriete, excepto la mangueta.
- 94 N/mm^2 con calado con apriete sobre la mangueta.
- 80 N/mm^2 para la superficie del hueco.

Estos valores sólo son aplicables si se garantiza una protección eficaz contra choques y corrosión durante la vida en servicio del eje y se puede asegurar el mantenimiento de la superficie original del eje. En caso contrario, los límites de fatiga deben dividirse por un factor adicional.

Para obtener los esfuerzos máximos admisibles debemos dividir los límites de fatiga por un factor de seguridad S . En la tabla siguiente podemos ver este factor y los esfuerzos admisibles para las distintas zonas del eje, en el caso de ser macizo:

Coeficiente de seguridad S	Zona 1(*) N/mm^2	Zona 2 (**) N/mm^2
1,2	166	100

Tabla 4-5. Esfuerzos máximos permitidos para ejes macizos con calidad de acero EA1N [1]

- (*) Zona 1: cuerpo del eje, zonas de calado de rodamiento y curvas de transición.
 (**) Zona 2: zonas de calado de rueda, de disco de freno y de obturador.

4.5 Esfuerzos en las diferentes secciones del eje

En cualquier sección del eje la tensión máxima para el caso de un eje macizo es:

$$\sigma_{\max} = \frac{K \cdot 32 \cdot MR}{\pi \cdot d^3}$$

Donde:

- K es el factor de concentración del esfuerzo de fatiga que se puede calcular a partir de dos relaciones geométricas r/d y D/d .
- MR es el momento resultante.
- r es el radio de la curva de transición.
- d es el diámetro de la parte cilíndrica en la que se calcula la concentración de esfuerzos.
- D es el diámetro de la otra parte cilíndrica.

Este factor K se obtiene a partir de las siguientes gráficas. La primera corresponde a una zona de transición entre dos partes cilíndricas y la segunda para una acanaladura:

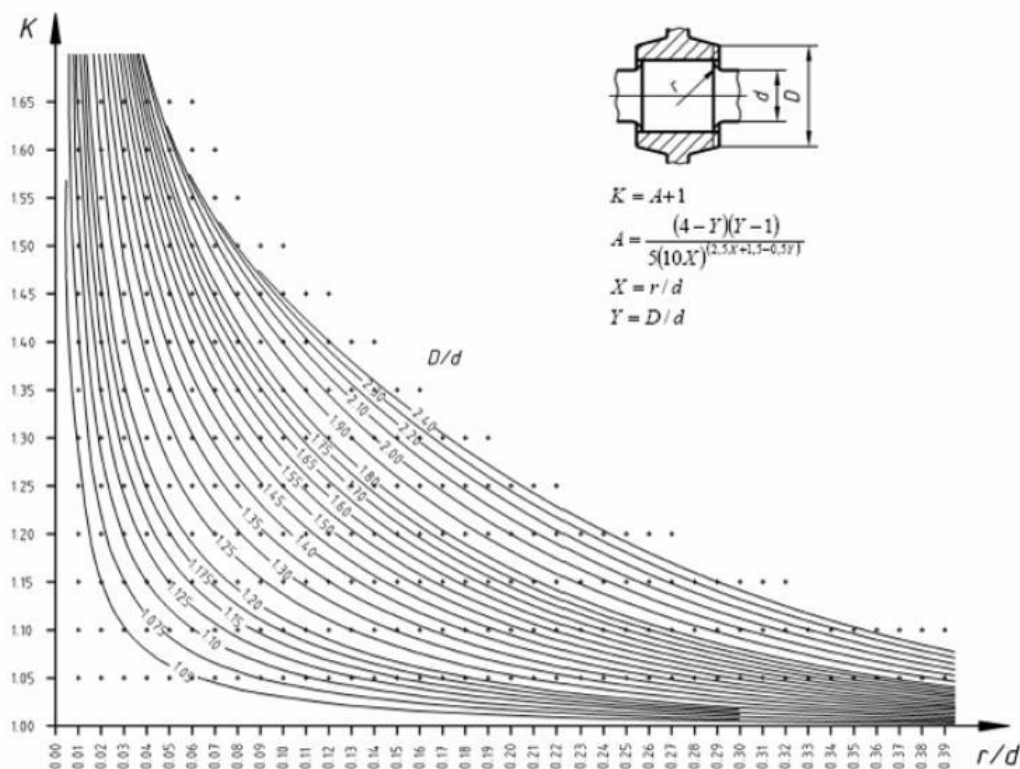


Figura 4-20. Coeficiente de concentración de esfuerzos K en la transición inferior entre dos partes cilíndricas [1]

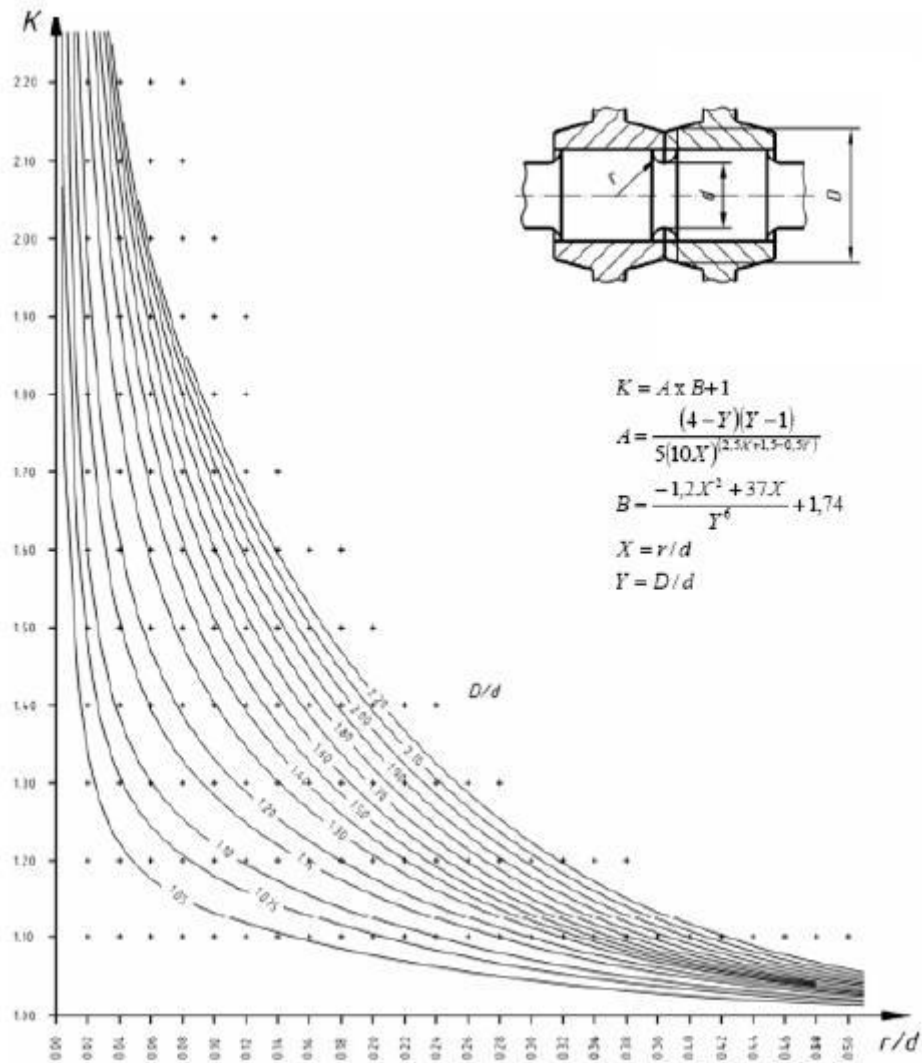


Figura 4-21. Coeficiente de concentración de esfuerzos K en el fondo de la acanaladura [1]

4.6 Cálculo de las diferentes secciones críticas

A partir de las figuras mostradas en la sección 4.5 vamos a calcular el factor de concentración del esfuerzo de fatiga en cada una de las secciones críticas, que se corresponderán con los cambios de diámetro.

Para una parte cilíndrica situada sobre la superficie de un eje macizo o hueco y en el agujero de un eje hueco, el coeficiente de concentración de esfuerzos de fatiga es igual a 1.

Con estos factores de concentración, y a partir de los momentos resultantes obtenidos previamente en la sección 4.3.4, vamos a calcular para cada uno de los ejes las tensiones en esas secciones críticas. Una vez obtenidas las tensiones las compararemos con el esfuerzo máximo admisible definido en el apartado 4.4.1 para obtener así el margen de seguridad.

$$MS = \frac{\sigma_{\text{admisible}}}{\sigma}$$

Donde, como ya hemos dicho, la tensión en cada sección es:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{K \cdot 32 \cdot MR}{\pi \cdot d^3}$$

A partir de este margen de seguridad, y sabiendo que la norma estipula una vida a fatiga deseada de 10^7 ciclos, podemos calcular la vida a fatiga como sigue:

$$N = MS \cdot N_{\text{deseado}} = MS \cdot 10^7$$

A continuación podemos ver el diseño para cada una de las secciones del eje.

4.6.1 Mangueta

En esta zona es donde va la caja de grasa. En las figuras siguientes podemos ver un detalle de esta zona para ambos ejes:

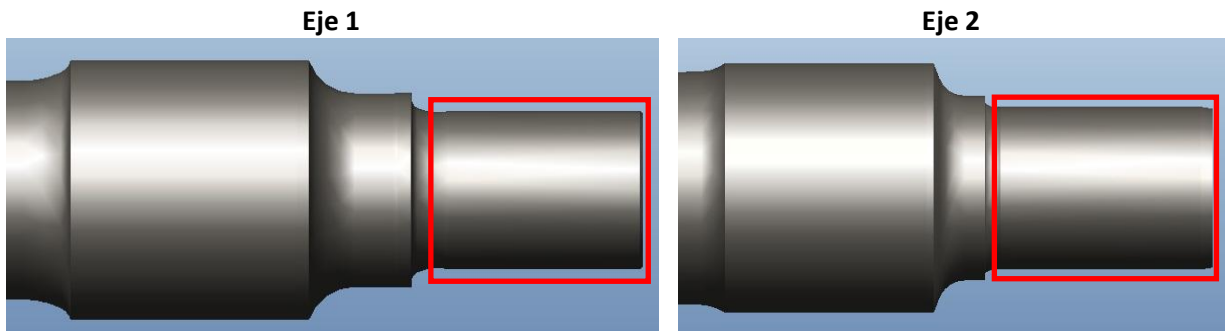


Figura 4-22. Mangueta

Y a continuación podemos ver los parámetros geométricos de la sección a analizar:

	Eje 1	Eje 2
d	130 mm	150 mm

Tabla 4-6. Geometría de la mangueta

A partir de estos datos y el momento resultante obtenido en el apartado 4.3.4 podemos calcular la tensión máxima en la sección y con ella y el esfuerzo máximo admisible, el margen de seguridad y la vida a fatiga.

Los resultados obtenidos son los siguientes:

	Eje 1	Eje 2
K	1	1
MR	$34,26 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$	$30,62 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$
σ_{\max}	158,85 MPa	92,40 MPa
$\sigma_{\text{admisible}}$	166 MPa	166 MPa
MS	1,05	1,80
N	$1,05 \cdot 10^7$	$1,80 \cdot 10^7$

Tabla 4-7. Tensiones y margen de seguridad en la mangueta

4.6.2 Zona de calado del obturador

En las figuras siguientes podemos ver un detalle de esta zona para ambos ejes:

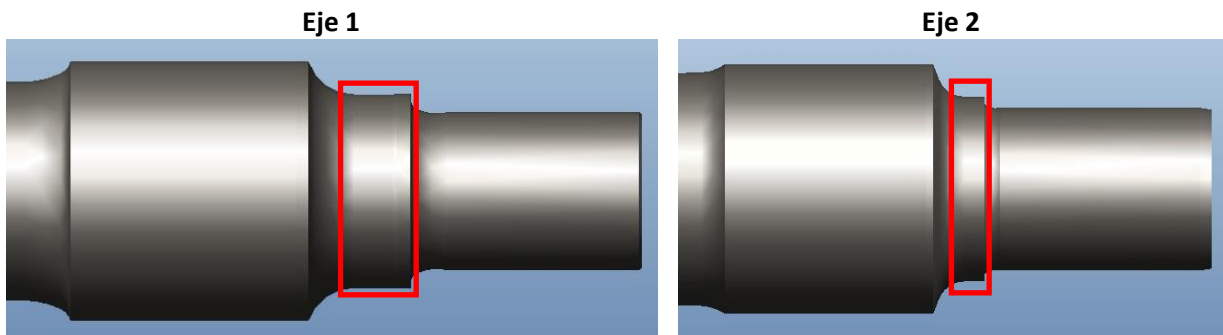


Figura 4-23. Zona de calado del obturador

Los parámetros geométricos de la sección son los siguientes:

	Eje 1	Eje 2
d	159,5 mm	170 mm

Tabla 4-8. Geometría de la zona de calado del obturador

A partir de estos datos y el momento resultante obtenido en el apartado 4.3.4 podemos calcular la tensión máxima en la sección y con ella y el esfuerzo máximo admisible, el margen de seguridad y la vida a fatiga.

En la siguiente tabla podemos ver los resultados obtenidos:

	Eje 1	Eje 2
K	1	1
MR	$34,26 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$	$30,62 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$
σ_{\max}	86,01 MPa	63,48 MPa
$\sigma_{\text{admissible}}$	100 MPa	100 MPa
MS	1,16	1,58
N	$1,16 \cdot 10^7$	$1,58 \cdot 10^7$

Tabla 4-9. Tensiones y margen de seguridad en la zona de calado del obturador

4.6.3 Zona de calado de la rueda

En las figuras siguientes podemos ver un detalle de esta zona para ambos ejes:

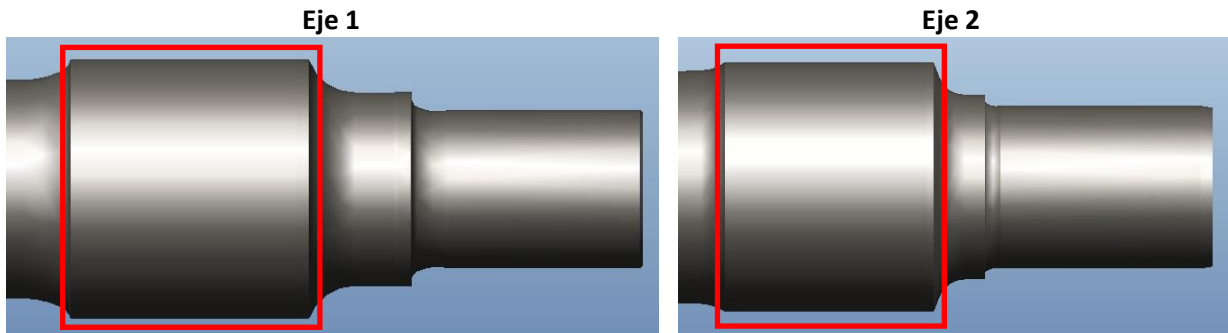


Figura 4-24. Zona de calado de la rueda

Y a continuación una tabla con los parámetros geométricos:

	Eje 1	Eje 2
d	214 mm	230 mm

Tabla 4-10. Geometría de la zona de calado de la rueda

A partir de estos datos y el momento resultante obtenido en el apartado 4.3.4 podemos calcular la tensión máxima en la sección y con ella y el esfuerzo máximo admisible, el margen de seguridad y la vida a fatiga.

Los resultados obtenidos son los siguientes:

	Eje 1	Eje 2
K	1	1
MR	$65,99 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$	$62,99 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$
σ_{\max}	68,59 MPa	52,73 MPa
$\sigma_{\text{admisible}}$	100 MPa	100 MPa
MS	1,46	1,90
N	$1,46 \cdot 10^7$	$1,90 \cdot 10^7$

Tabla 4-11. Tensiones y margen de seguridad en la zona de calado de la rueda

4.6.4 Fuste

En las figuras siguientes podemos ver un detalle de esta zona para ambos ejes:

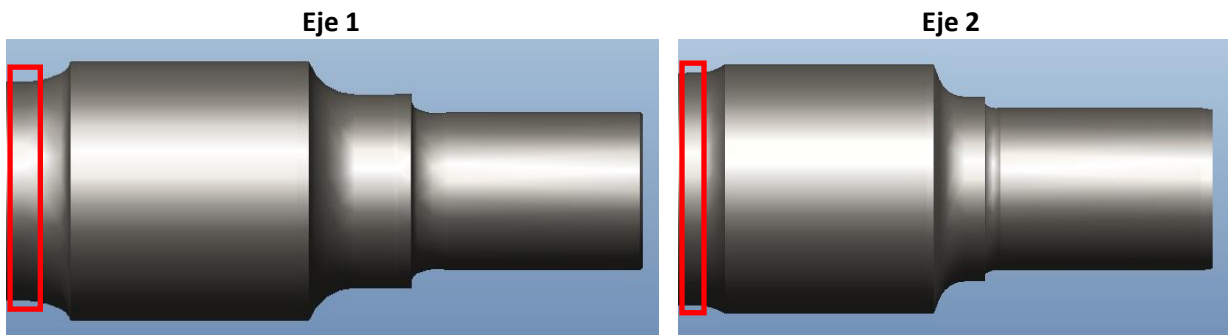


Figura 4-25. Fuste

Los parámetros geométricos de la sección son los siguientes:

	Eje 1	Eje 2
d	180 mm	205 mm

Tabla 4-12. Geometría del fuste

A partir de estos datos y el momento resultante obtenido en el apartado 4.3.4 podemos calcular la tensión máxima en la sección y con ella y el esfuerzo máximo admisible, el margen de seguridad y la vida a fatiga.

En la siguiente tabla podemos ver los resultados obtenidos:

	Eje 1	Eje 2
K	1	1
MR	$65,99 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$	$62,99 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$
σ_{\max}	115,26 MPa	74,47 MPa
$\sigma_{\text{admisible}}$	166 MPa	166 MPa
MS	1,44	2,23
N	$1,44 \cdot 10^7$	$2,23 \cdot 10^7$

Tabla 4-13. Tensiones en el fuste

4.6.5 Transición entre la mangueta y la zona de calado del obturador

En la imagen siguiente podemos ver el detalle de la zona:

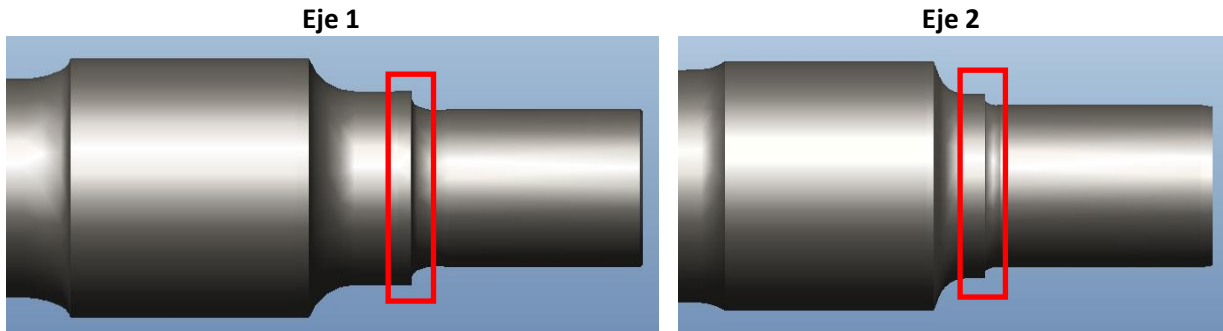


Figura 4-26. Zona de transición entre la mangueta y la zona de calado del obturador

Y a continuación una tabla con los parámetros geométricos:

	Eje 1	Eje 2
d	130 mm	150 mm
D	160 mm	170 mm
r	8 mm	3 mm

Tabla 4-14. Tensiones en la zona de transición entre la mangueta y la zona de calado del obturador

Aplicando las fórmulas de la Figura 4-20 con los datos geométricos de las tablas anteriores obtenemos el factor de concentración de esfuerzos para ambos ejes, y con él, la tensión en la sección y el margen de seguridad y la vida a fatiga.

	Eje 1	Eje 2
K	1,212	1,372
MR	$34,26 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$	$30,62 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$
σ_{\max}	192,47 MPa	126,79 MPa
$\sigma_{\text{admisible}}$	166 MPa	166 MPa
MS	0,86	1,31
N	$8,62 \cdot 10^6$	$1,31 \cdot 10^7$

Tabla 4-15. Tensiones en la zona de transición entre la mangueta y la zona de calado del obturador

4.6.6 Transición entre la zona de calado del obturador y de la rueda

En la imagen siguiente podemos ver el detalle de la zona:

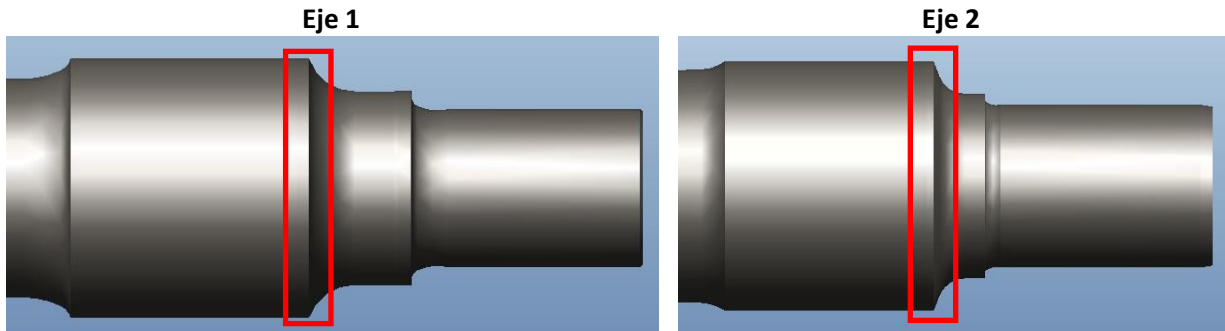


Figura 4-27. Zona de transición entre la zona de calado del obturador y de la rueda

Y a continuación una tabla con los parámetros geométricos:

	Eje 1	Eje 2
d	159,5 mm	170 mm
D	355 mm	355 mm
r	40 mm	25 mm

Tabla 4-16. Tensiones en la zona de transición entre la zona de calado del obturador y de la rueda

Si aplicamos las fórmulas de la Figura 4-20 con los datos geométricos de las tablas anteriores podemos obtener el factor de concentración de esfuerzos para los dos ejes, y con él, la tensión en la sección y el margen de seguridad y la vida a fatiga.

	Eje 1	Eje 2
K	1,171	1,303
MR	$65,99 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$	$62,99 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$
σ_{\max}	100,73 MPa	82,70 MPa
$\sigma_{\text{admisible}}$	166 MPa	166 MPa
MS	1,65	2,01
N	$1,65 \cdot 10^7$	$2,01 \cdot 10^7$

Tabla 4-17. Tensiones en la zona de transición entre la zona de calado del obturador y de la rueda

4.6.7 Transición entre la zona de calado de la rueda y el fuste

En la imagen siguiente podemos ver el detalle de la zona:

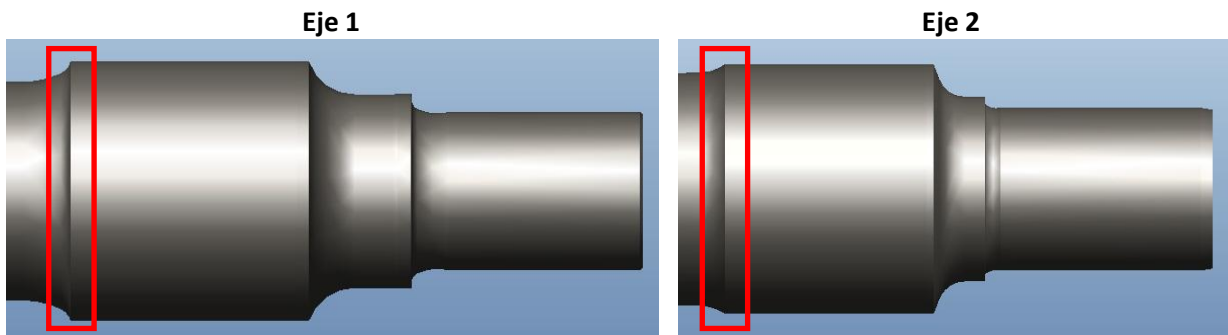


Figura 4-28. Zona de transición entre la zona de calado de la rueda y el fuste

Y a continuación una tabla con los parámetros geométricos:

	Eje 1	Eje 2
d	180 mm	205 mm
D	355 mm	355 mm
r	15 mm	40 mm

Tabla 4-18. Tensiones en la zona de transición entre la zona de calado de la rueda y el fuste

Aplicando las fórmulas de la Figura 4-20 con los datos geométricos de las tablas anteriores obtenemos el factor de concentración de esfuerzos para ambos ejes, y con él, la tensión en la sección y el margen de seguridad y la vida a fatiga.

	Eje 1	Eje 2
K	1,450	1,157
MR	$65,99 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$	$62,99 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$
σ_{\max}	167,10 MPa	86,15 MPa
$\sigma_{\text{admisible}}$	166 MPa	166 MPa
MS	0,99	1,93
N	$9,93 \cdot 10^6$	$1,93 \cdot 10^7$

Tabla 4-19. Tensiones en la zona de transición entre la zona de calado de la rueda y el fuste

4.7 Resumen de resultados

Como resultado de la verificación del método de cálculo hemos obtenido una hoja de Excel que nos permite diseñar un eje desde cero de una manera sencilla puesto que con sólo introducir los datos de entrada podemos obtener fácilmente sus márgenes de seguridad para comprobar si cumple o no con la norma. De esta forma nos permite además variar diversos parámetros del eje y ver su repercusión en la vida a fatiga en caso de que quisiéramos realizar una optimización del eje o rediseñar alguna zona porque éste no cumpliera los requerimientos impuestos por la norma.

Como hemos podido comprobar en el apartado anterior, hay varias secciones con márgenes de seguridad inferiores a 1, es decir, no son capaces de soportar la vida a fatiga deseada por lo que no se ajustan a la normativa. Vamos por tanto a redefinir el problema para conseguir que ninguna sección del eje falle por fatiga para lo cual buscaremos entonces márgenes de seguridad mayores a 1.

	MS	
	Eje 1	Eje 2
Mangueta	1,05	1,80
Obturador	1,16	1,58
Rueda	1,46	1,90
Fuste	1,44	2,23
Transición mangueta/obturador	0,86	1,31
Transición obturador/rueda	1,65	2,01
Transición rueda/fuste	0,99	1,93

Tabla 4-20. Resumen de resultados

4.8 Rediseño del problema original

Como uno de los objetivos del proyecto es validar el diseño de los ejes, vamos a mantener su geometría invariable. Por tanto uno de los parámetros que podemos cambiar es el sistema de frenado. En el apartado anterior hemos considerado que el eje era frenado con dos zapatas, una actuando sobre cada rueda pero si ahora tenemos en cuenta que sobre cada rueda hay dos zapatas, una a cada lado de la rueda, las fuerzas y momentos sobre el eje debidos al frenado serán menores y por tanto la vida a fatiga del eje aumentará.

Pasaremos a continuación a recalcular las fuerzas y momentos que sufre el eje y por tanto las tensiones en cada sección y su margen de seguridad.

4.8.1 Fuerzas y momentos a considerar

Al variar solamente el sistema de frenado, las fuerzas debidas a las masas en movimiento permanecen inalteradas por lo que solamente tendremos que recalcular las fuerzas debidas al proceso de frenado.

4.8.1.1 Fuerzas debidas al proceso de frenado

Como hemos comentado, ahora vamos a tener dos zapatas por rueda por lo que las fuerzas y momentos debidos al frenado variarán. Por tanto ahora se calculan como sigue, según la zona del eje a considerar:

Entre el plano de carga y el eje de rodadura:

$$M'_x = 0,3 \cdot F_f \cdot \tau \cdot y$$

$$M'_z = F_f \cdot (0,3 + \tau) \cdot y$$

$$M'_y = 0$$

Donde τ es el coeficiente de fricción entre la rueda y las zapatas de freno, que al igual que anteriormente vamos a suponer con un valor de 0,25 (zapatas con alto coeficiente de fricción) y F_f es la fuerza máxima aplicada a las zapatas de un mismo portazapatas sobre una rueda).

En el extremo de la mangueta ($y=0$) tanto los momentos de flexión como el de torsión serán nulos.

Y entre los planos de rodadura los tres momentos tendrán un valor constante igual a:

$$M'_x = 0,3 \cdot F_f \cdot \tau \cdot (b-s) = 0,3 \cdot \frac{101911,80}{2} \cdot 0,25 \cdot (1150-865,5) = 1,09 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$M'_z = F_f \cdot (0,3 + \tau) \cdot (b-s) = \frac{101911,80}{2} \cdot (0,3 + 0,25) \cdot (1150-865,5) = 7,97 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$M'_y = 0,3 \cdot P' \cdot R = 0,3 \cdot 160147,11 \cdot 625 = 30,03 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

Donde P' es la parte de P frenada (o peso freno ficticio, calculado en *Anexo A: Cálculo de los parámetros de frenado*).

Así obtenemos una distribución de momentos flectores a lo largo del eje como la mostrada en las figuras a continuación:

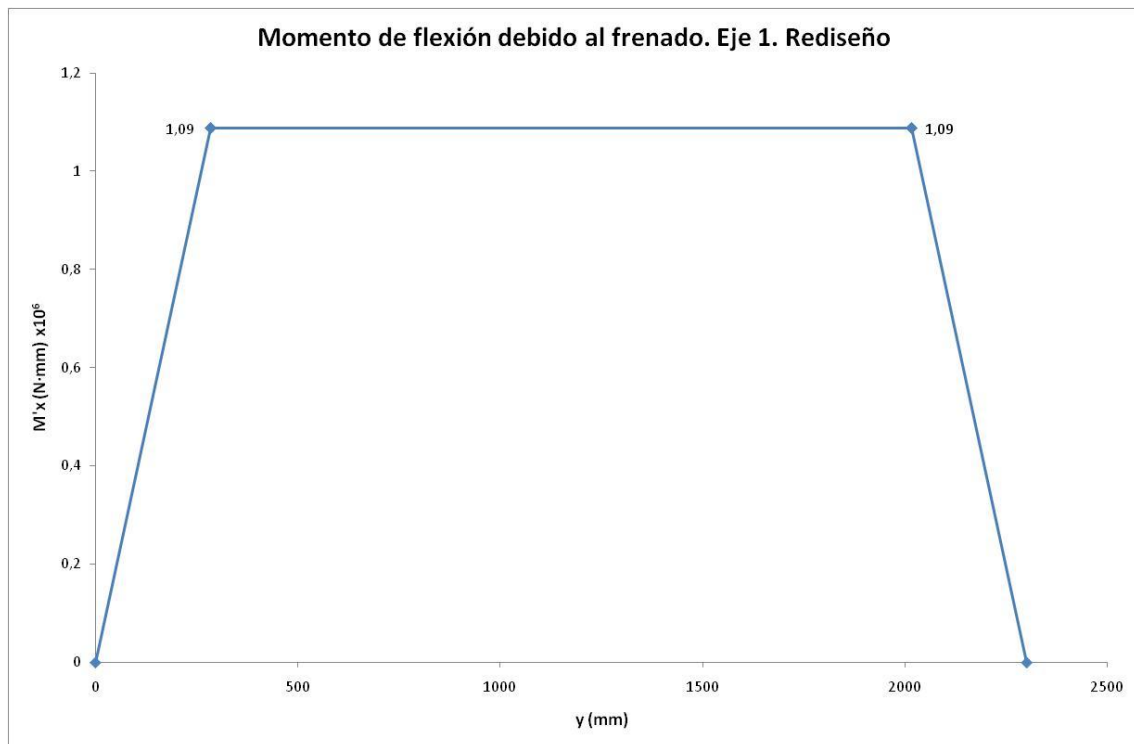


Figura 4-29. Momento de flexión debido al frenado – M'_x . Eje 1. Rediseño

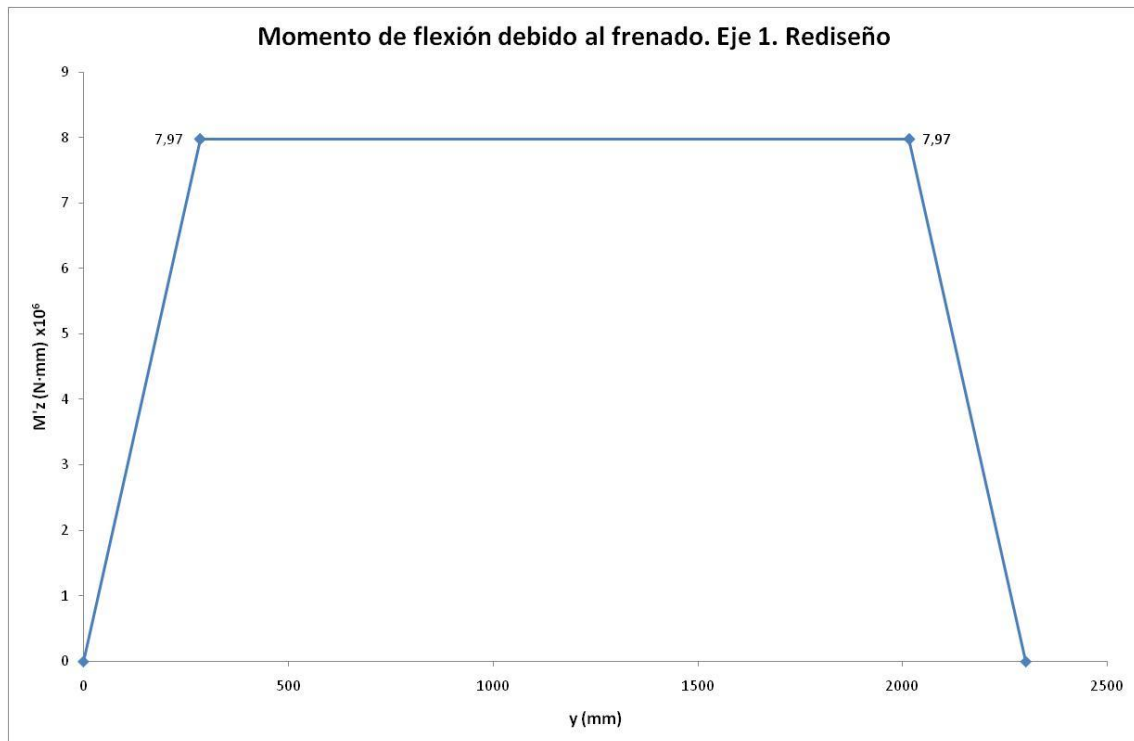


Figura 4-30. Momento de flexión debido al frenado – M'_z . Eje 1. Rediseño

Si procedemos de manera análoga para el eje 2:

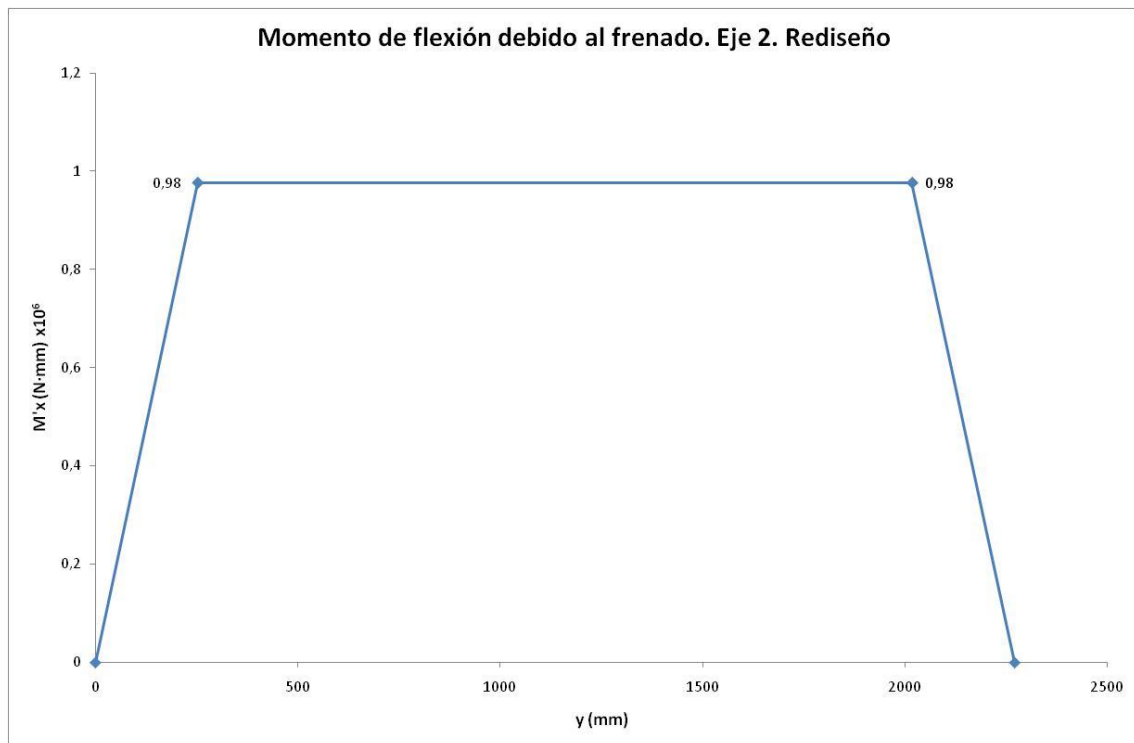


Figura 4-31. Momento de flexión debido al frenado – $M'x$. Eje 2. Rediseño

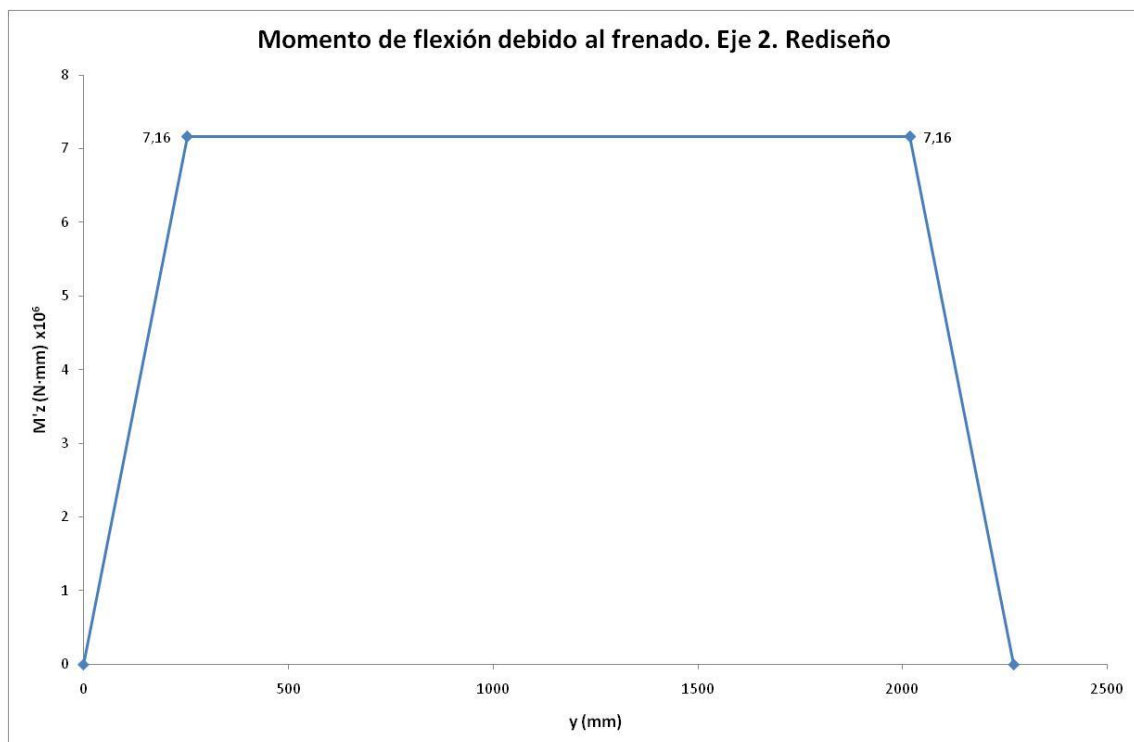


Figura 4-32. Momento de flexión debido al frenado – $M'z$. Eje 2. Rediseño

Y la distribución de momentos torsores será:

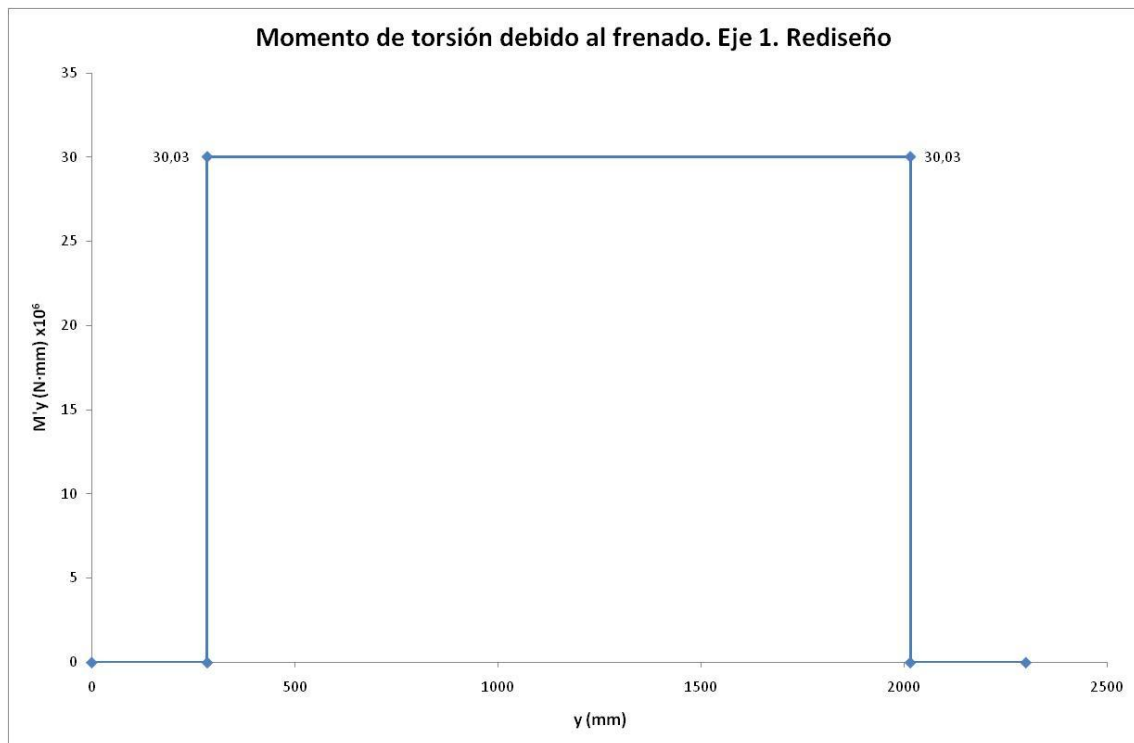


Figura 4-33. Momento de torsión debido al frenado – M'y. Eje 1. Rediseño

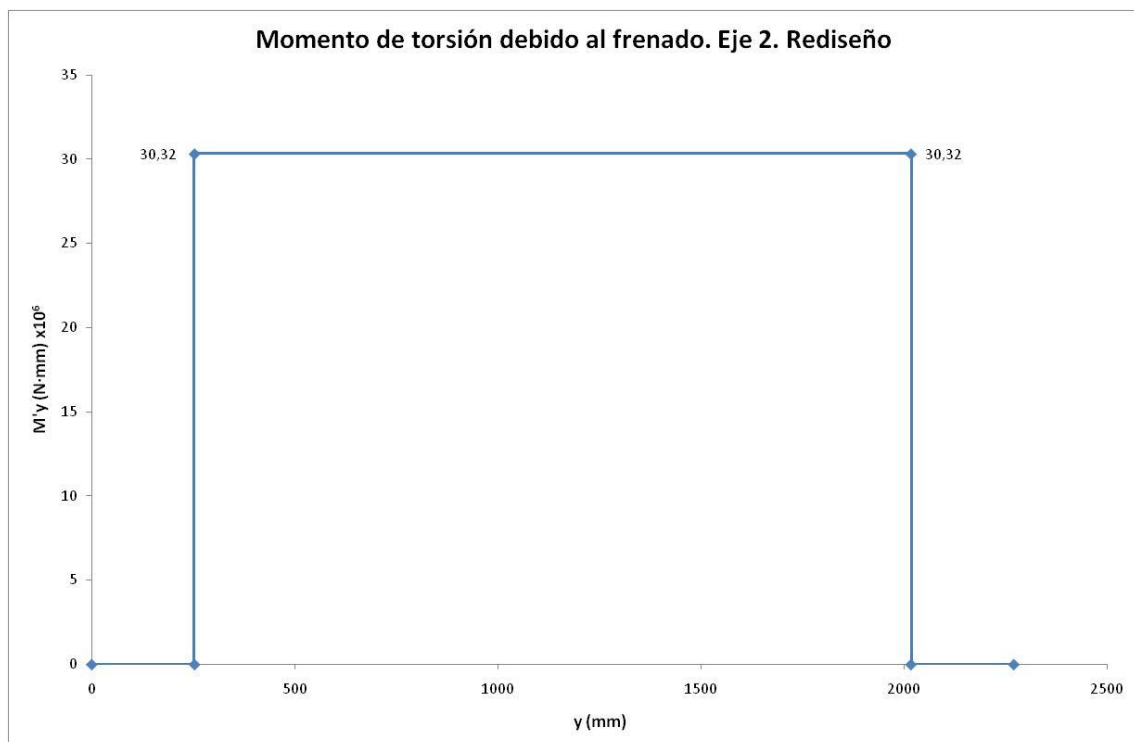


Figura 4-34. Momento de torsión debido al frenado – M'y. Eje 2. Rediseño

4.8.1.2 Cálculo del momento resultante

Podemos obtener así los diagramas de momentos flectores totales para los dos ejes:

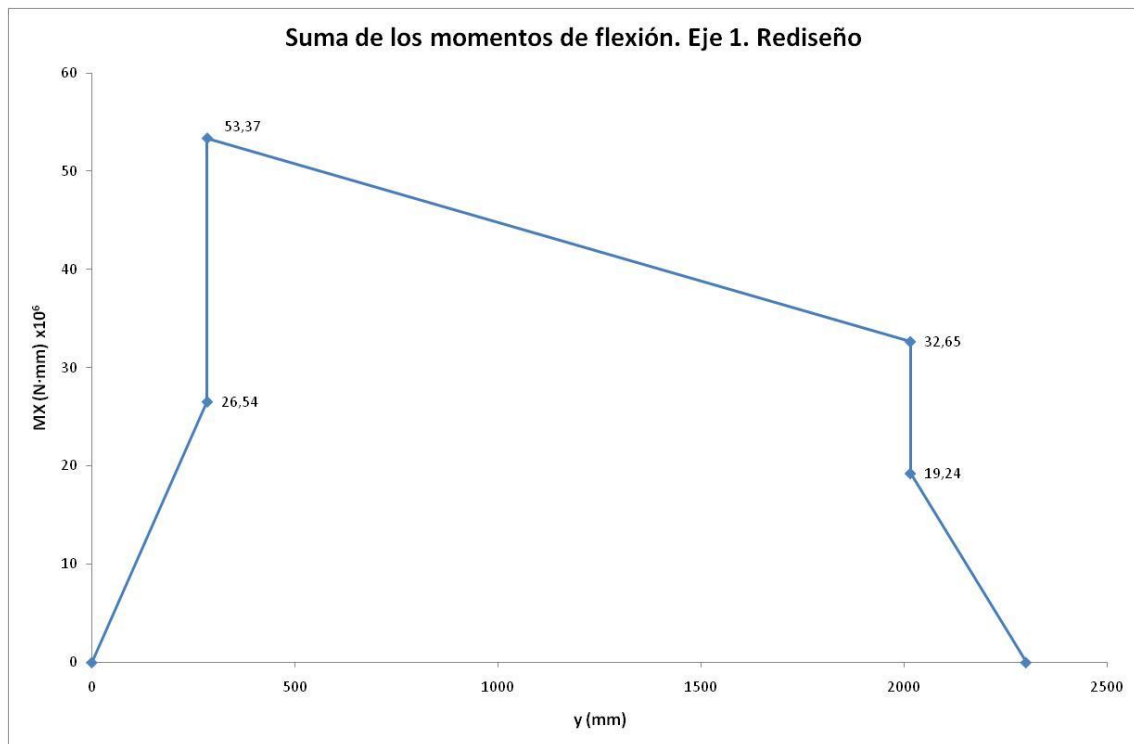


Figura 4-35. Suma de los momentos de flexión – MX. Eje 1. Rediseño

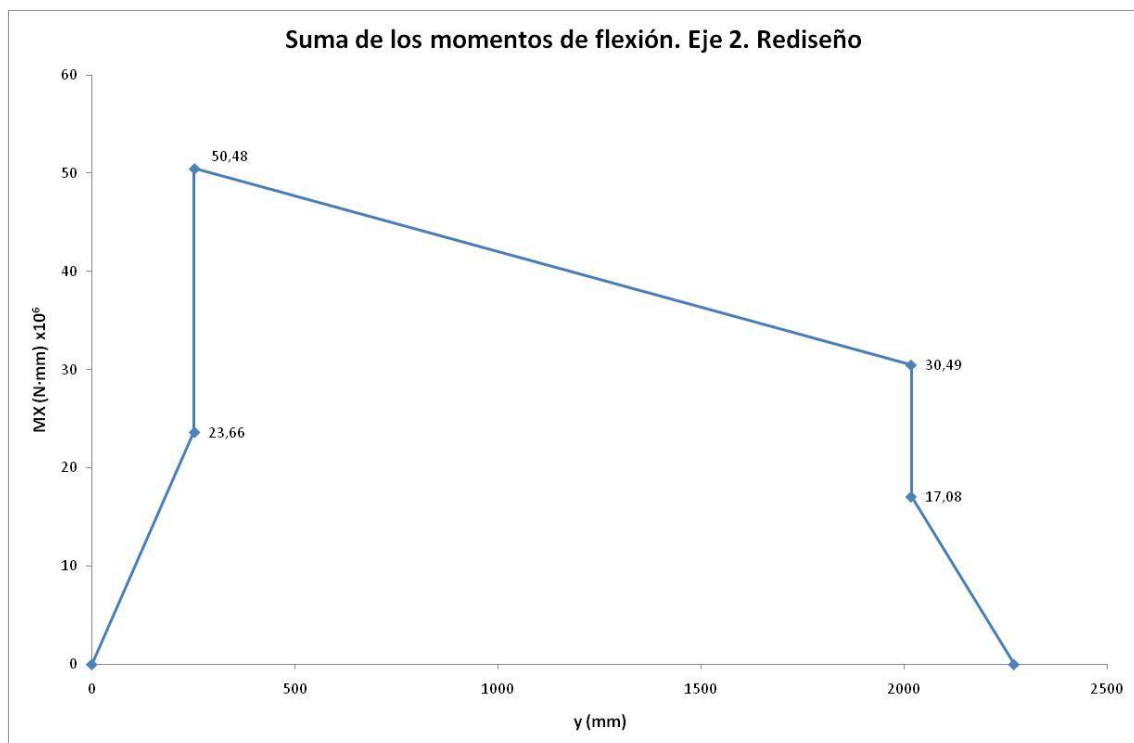


Figura 4-36. Suma de los momentos de flexión – MX. Eje 2. Rediseño

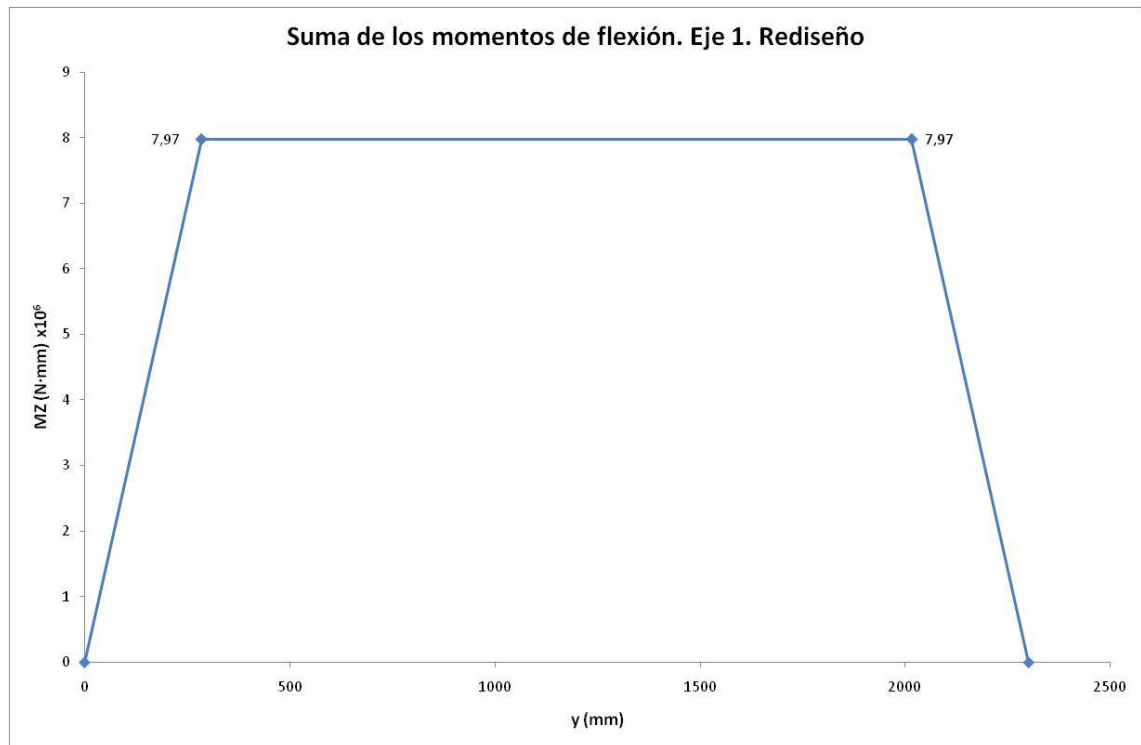


Figura 4-37. Suma de los momentos de flexión – MZ. Eje 1. Rediseño

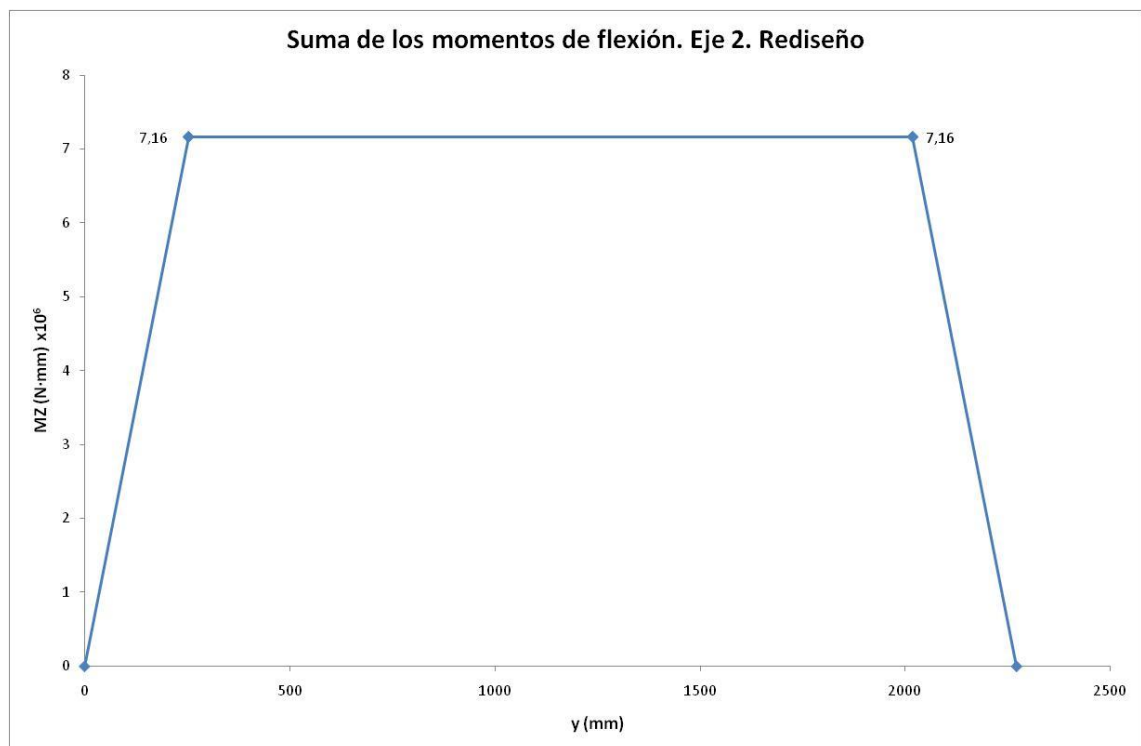


Figura 4-38. Suma de los momentos de flexión – MZ. Eje 2. Rediseño

Y los de momentos torsores totales:

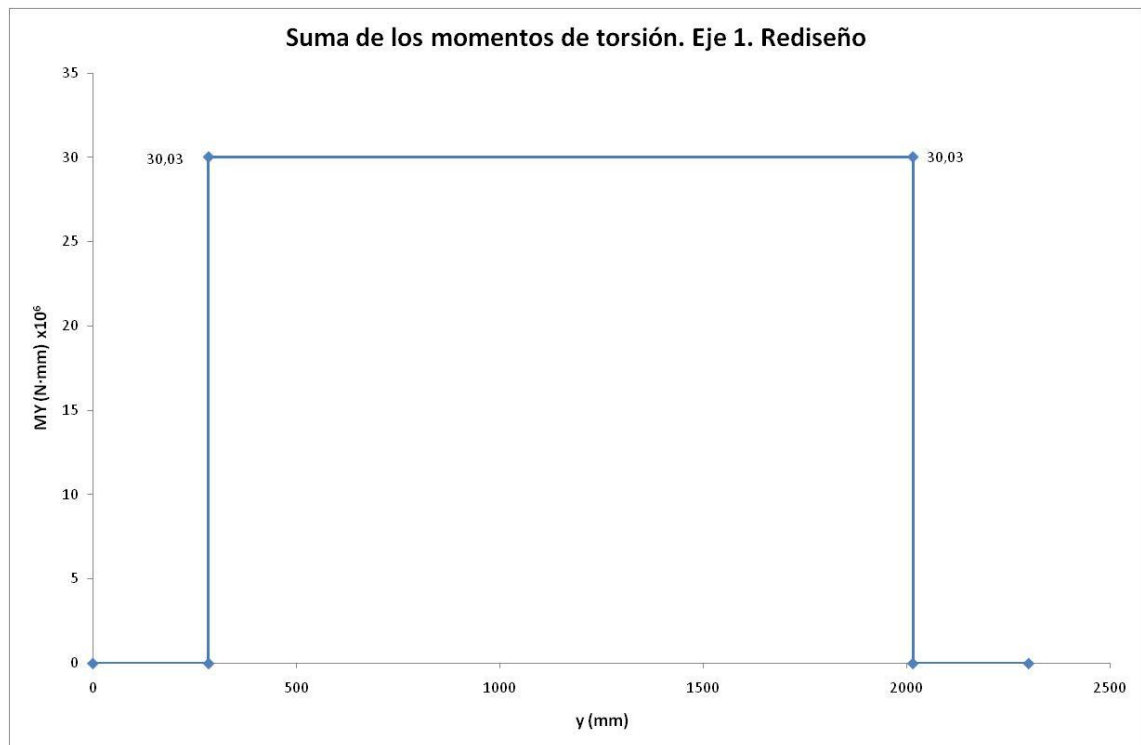


Figura 4-39. Momento de torsión – MY. Eje 1. Rediseño

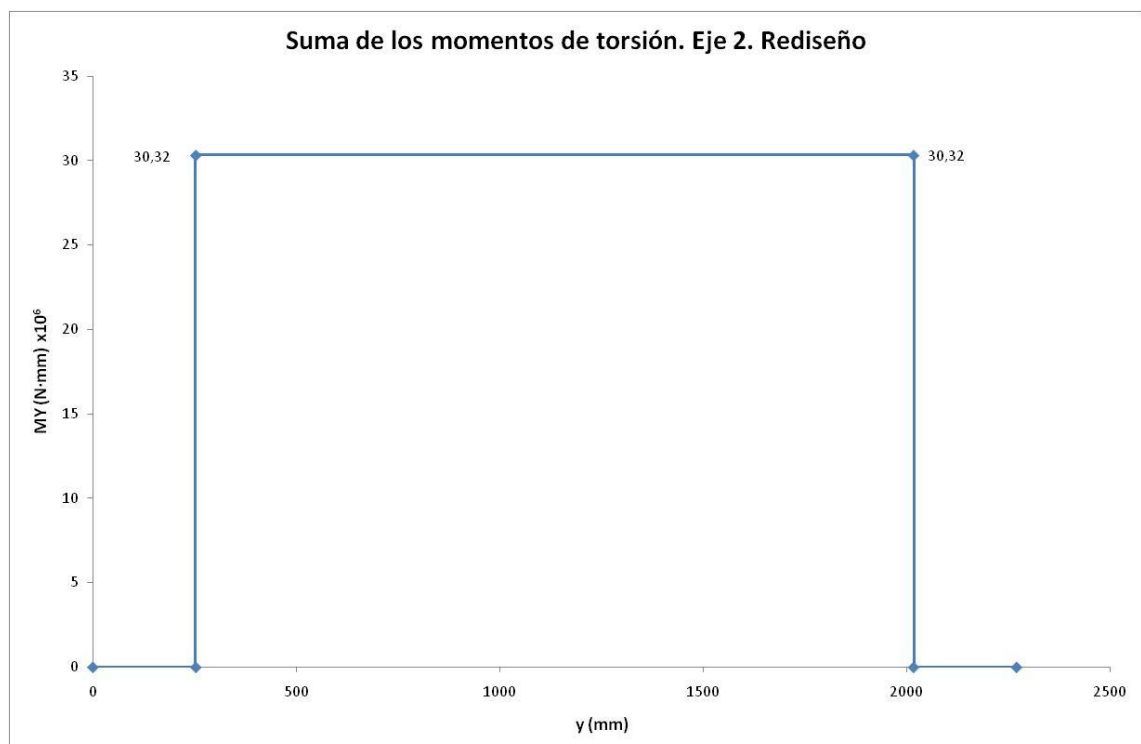


Figura 4-40. Suma de los momentos de torsión – MY. Eje 2. Rediseño

Con los momentos de flexión y torsión obtenemos los diagramas de momentos resultantes:

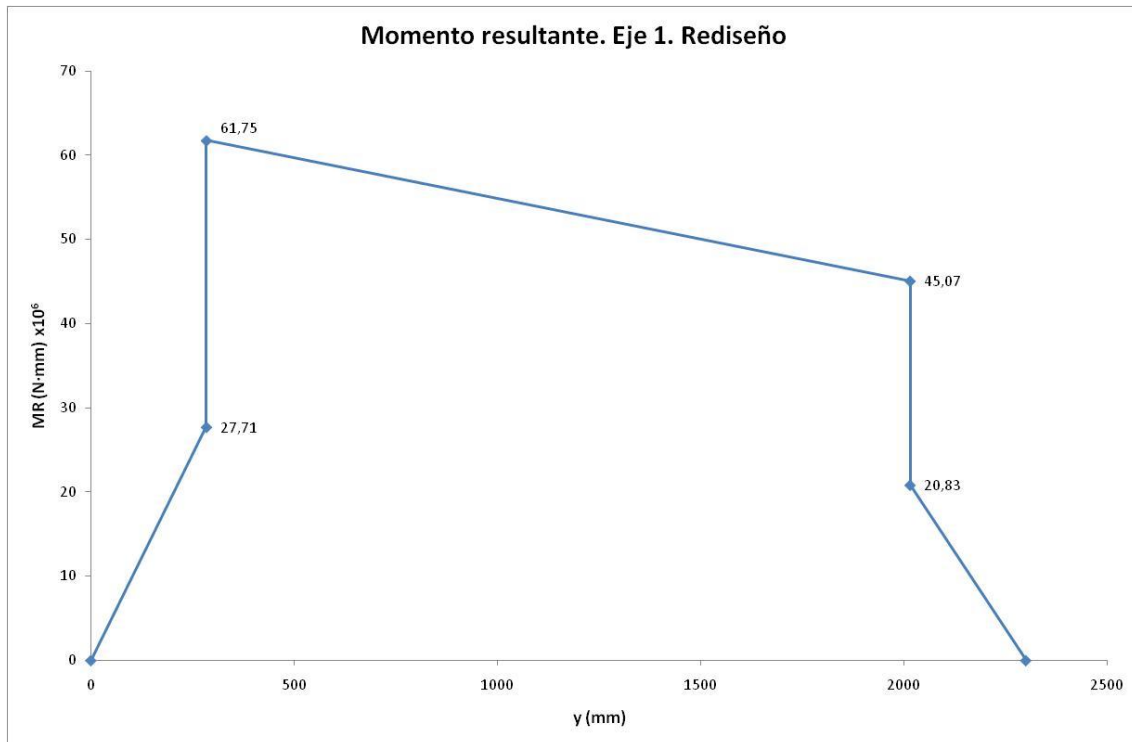


Figura 4-41. Momento resultante – MR. Eje 1. Rediseño

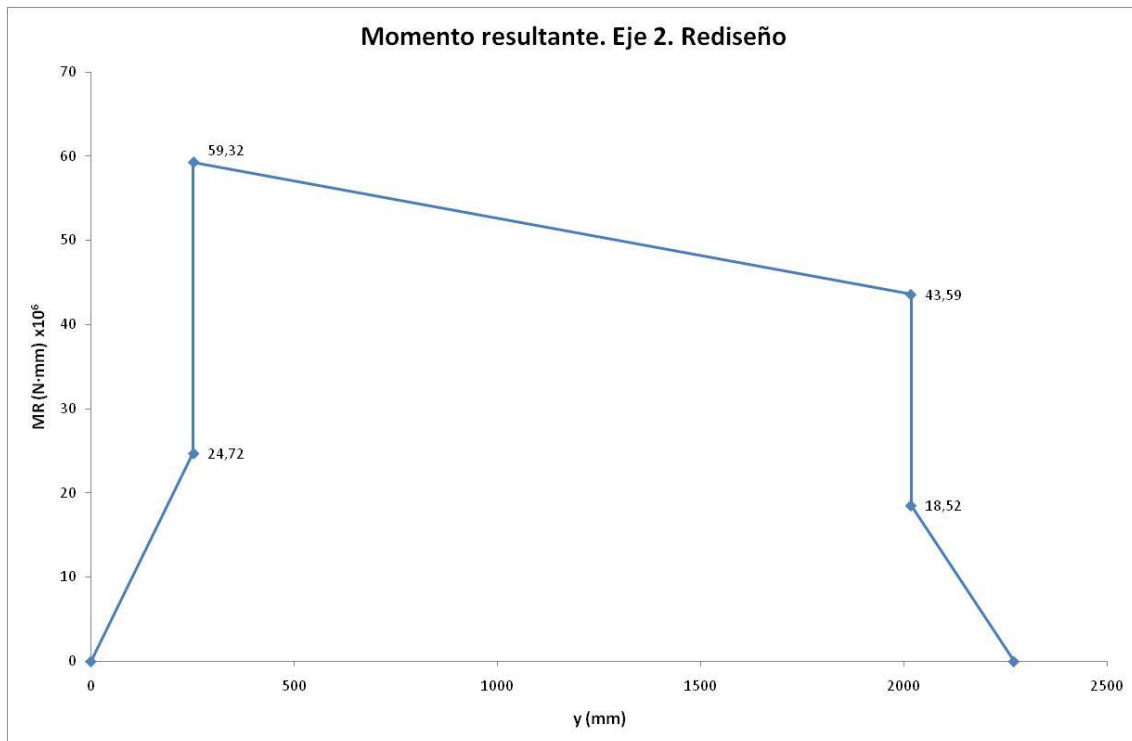


Figura 4-42. Momento resultante – MR. Eje 2. Rediseño

4.8.2 Cálculo de las diferentes secciones críticas

Vamos a proceder de la misma manera que hicimos para el apartado 4.6 pero realizando los cálculos con el nuevo momento resultante debido al rediseño del sistema de frenos. El resto de datos de entrada (factor de concentración de esfuerzos y esfuerzo admisible) no varían.

4.8.2.1 Mangueta

En la siguiente tabla podemos ver los resultados obtenidos para la zona de calado de la mangueta:

	Eje 1	Eje 2
K	1	1
MR	$27,71 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$	$24,72 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$
σ_{\max}	128,49 MPa	74,59 MPa
$\sigma_{\text{admisible}}$	166 MPa	166 MPa
MS	1,29	2,23
N	$1,29 \cdot 10^7$	$2,23 \cdot 10^7$

Tabla 4-21. Tensiones y margen de seguridad en la mangueta. Rediseño

4.8.2.2 Zona de calado del obturador

Tras el rediseño los resultados obtenidos para la zona de calado del obturador son:

	Eje 1	Eje 2
K	1	1
MR	$27,71 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$	$24,72 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$
σ_{\max}	69,57 MPa	51,24 MPa
$\sigma_{\text{admisible}}$	100 MPa	100 MPa
MS	1,44	1,95
N	$1,44 \cdot 10^7$	$1,95 \cdot 10^7$

Tabla 4-22. Tensiones y margen de seguridad en la zona de calado del obturador. Rediseño

4.8.2.3 Zona de calado de la rueda

En la tabla siguiente tenemos ver los resultados obtenidos para la zona de calado de la rueda:

	Eje 1	Eje 2
K	1	1
MR	$61,75 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$	$59,32 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$
σ_{\max}	50,74 MPa	36,60 MPa
$\sigma_{\text{admisible}}$	100 MPa	100 MPa
MS	1,97	2,73
N	$1,97 \cdot 10^7$	$2,73 \cdot 10^7$

Tabla 4-23. Tensiones y margen de seguridad en la zona de calado de la rueda. Rediseño

4.8.2.4 Fuste

A continuación podemos ver los resultados obtenidos para la zona del fuste:

	Eje 1	Eje 2
K	1	1
MR	$61,75 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$	$59,32 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$
σ_{\max}	107,85 MPa	70,14 MPa
$\sigma_{\text{admisible}}$	166 MPa	166 MPa
MS	1,54	2,37
N	$1,54 \cdot 10^7$	$2,37 \cdot 10^7$

Tabla 4-24. Tensiones y margen de seguridad en el fuste. Rediseño

4.8.2.5 Transición entre la mangueta y la zona de calado del obturador

Para la transición entre la mangueta y la zona de calado del obturador los resultados obtenidos son los siguientes:

	Eje 1	Eje 2
K	1,212	1,372
MR	$27,71 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$	$24,72 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$
σ_{\max}	155,67 MPa	102,35 MPa
$\sigma_{\text{admisible}}$	166 MPa	166 MPa
MS	1,07	1,62
N	$1,07 \cdot 10^7$	$1,62 \cdot 10^7$

Tabla 4-25. Tensiones y margen de seguridad en la zona de transición entre la mangueta y la zona de calado del obturador. Rediseño

4.8.2.6 Transición entre la zona de calado del obturador y de la rueda

En la tabla siguiente podemos ver los resultados obtenidos para la transición entre la zona de calado del obturador y de la rueda:

	Eje 1	Eje 2
K	1,171	1,303
MR	$61,75 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$	$59,32 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$
σ_{\max}	81,48 MPa	66,76 MPa
$\sigma_{\text{admisible}}$	166 MPa	166 MPa
MS	2,04	2,49
N	$2,04 \cdot 10^7$	$2,49 \cdot 10^7$

Tabla 4-26. Tensiones en la zona de transición entre la zona de calado del obturador y de la rueda. Rediseño

4.8.2.7 Transición entre la zona de calado de la rueda y el fuste

En la siguiente tabla podemos ver los resultados obtenidos para la transición entre la zona de calado de la rueda y el fuste:

	Eje 1	Eje 2
K	1,450	1,157
MR	$61,75 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$	$59,32 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$
σ_{\max}	156,36 MPa	81,13 MPa
$\sigma_{\text{admisible}}$	166 MPa	166 MPa
MS	1,06	2,05
N	$1,06 \cdot 10^7$	$2,05 \cdot 10^7$

Tabla 4-27. Tensiones en la zona de transición entre la zona de calado de la rueda y el fuste. Rediseño

4.8.3 Resumen de resultados

A continuación podemos ver un resumen de los resultados obtenidos una vez que hemos modificado el sistema de frenado de los ejes:

	MS	
	Eje 1	Eje 2
Mangueta	1,29	2,23
Obturador	1,44	1,95
Rueda	1,56	2,01
Fuste	1,54	2,37
Transición Mangueta/obturador	1,07	1,62
Transición Obturador/rueda	2,04	2,49
Transición Rueda/fuste	1,06	2,05

Tabla 4-28. Resumen de resultados. Rediseño

Capítulo 5: Análisis a fatiga con Pro-Engineer

5.1 Introducción

En este capítulo vamos a analizar los mismos ejes que en el capítulo anterior pero en lugar de hacerlo de manera analítica, como hemos hecho previamente, vamos a hacerlo con el método de los elementos finitos mediante un código comercial que implementa dicho método. Para ello tenemos que definir la geometría de la pieza, sus condiciones de contorno, las cargas a las que está sometida y las características del material del que está hecha. Una vez construido el modelo de elementos finitos el programa nos devolverá los resultados deseados.

5.2 Herramientas

Como hemos comentado, vamos a utilizar un software de elementos finitos para la realización de los análisis de los ejes. El software elegido es Pro Engineer que es un paquete PLM (*Product Lifecycle Management*) o gestor del ciclo de vida del producto ya que integra las fases de diseño (CAD o *Computer aided Design*), ingeniería (CAE o *Computer Aided Engineering*) y fabricación (CAM o *Computer Aided Manufacturing*).

5.3 Definición del problema

A continuación vamos a describir el problema a analizar el cual consistirá en un eje sometido al peso de un vagón de mercancías.

5.3.1 Geometría

Los datos geométricos de los diferentes ejes a analizar podemos verlos en el *Anexo C: Planos*. Mediante el mencionado software modelaremos cada uno de los ejes para proceder a su análisis. Para ello primero dibujaremos el perfil exterior de una mitad del eje con la herramienta *Esbozo*, como vemos en la siguiente imagen para el eje 1.

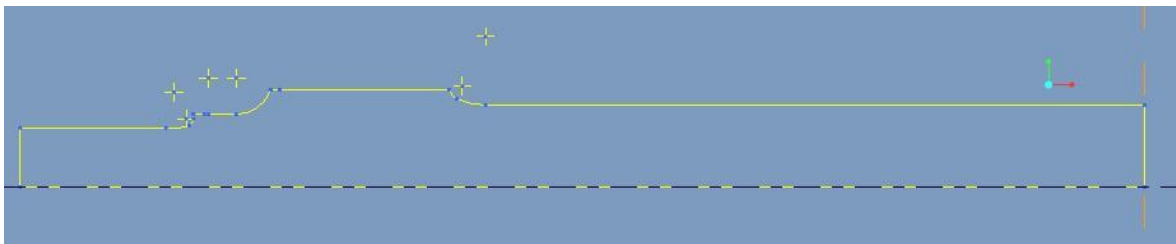


Figura 5-1. Perfil de revolución del semieje

A partir de ese esbozo y mediante la función de revolución (*Insertar revolución*) generaremos el sólido correspondiente al semieje.

A continuación podemos ver cómo queda para el eje 1.

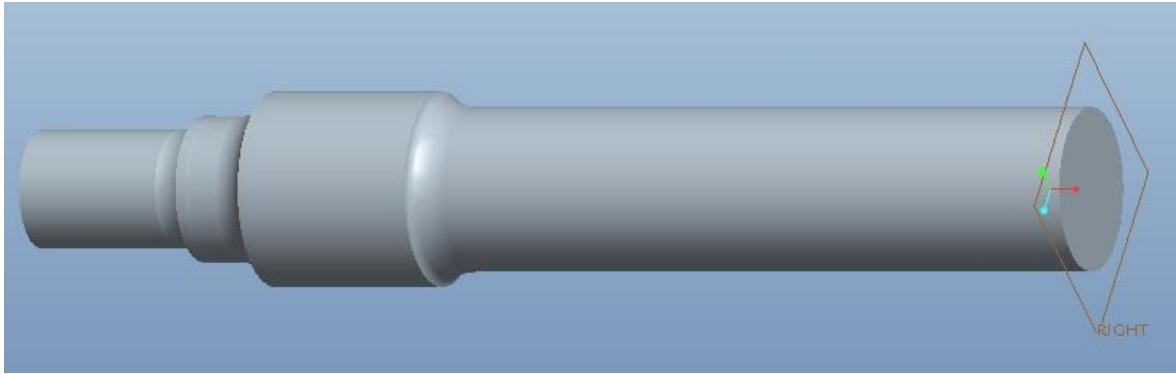


Figura 5-2. Semieje

Ahora es necesario crear la otra mitad del eje. Para ello empleamos la función simetría respecto del plano mostrado en la figura anterior (*RIGHT*) y generaremos los radios de acuerdo que aún nos faltan mediante la función *Insertar fillet radius*.

Obtenemos así el modelo 3D del eje 1 que posteriormente emplearemos para analizar el comportamiento tanto estático como a fatiga.

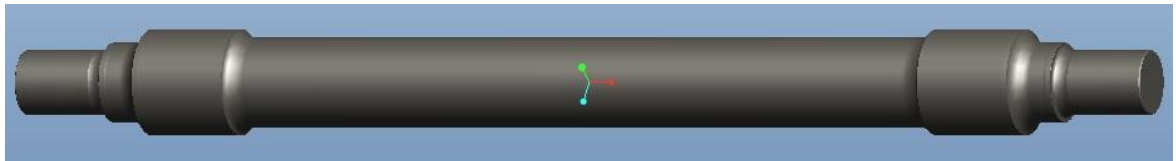


Figura 5-3. Modelo 3D. Eje 1

Para el segundo eje procederemos de igual manera obteniendo así su modelo sólido, que vemos en la siguiente figura:

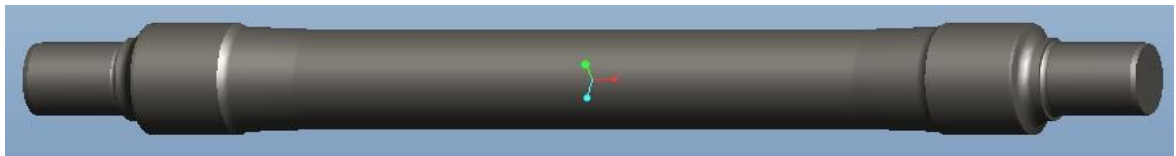


Figura 5-4. Modelo 3D. Eje 2

5.3.2 Material

El material del que están hechos los ejes es un acero al carbono de baja aleación, templado (EA1N), de uso muy extendido en ejes de ferrocarril. Sus principales propiedades mecánicas las podemos ver a continuación:

Módulo de elasticidad (E)	210 GPa
Límite elástico (Fty)	395 MPa
Resistencia última a tracción (Ftu)	600 MPa
Densidad (ρ)	7827,08 kg/m ³

Tabla 5-1. Propiedades mecánicas del acero EA1N

En la siguiente figura podemos ver la pantalla de introducción de propiedades del material donde tendremos que seleccionar el tipo de material (*Acero de baja aleación*) y el acabado superficial (*Granallado*). En la casilla *Factor de reducción de la resistencia a la fatiga* deberemos introducir el factor de concentración de esfuerzos adecuado según la sección que estemos analizando y que posteriormente se explicará en el apartado correspondiente al análisis de fatiga.

Figura 5-5. Pantalla de introducción de propiedades del material

5.3.3 Estado de cargas y condiciones de contorno

Las condiciones de contorno a aplicar al modelo serán tal que las superficies de calado de las ruedas tengan imposibilitado su movimiento. Por tanto restringiremos las tres traslaciones en estas superficies y dejaremos las tres rotaciones libres.

A continuación podemos ver la pantalla de definición de las condiciones de contorno donde elegiremos el tipo de restricción en cada una de las direcciones:

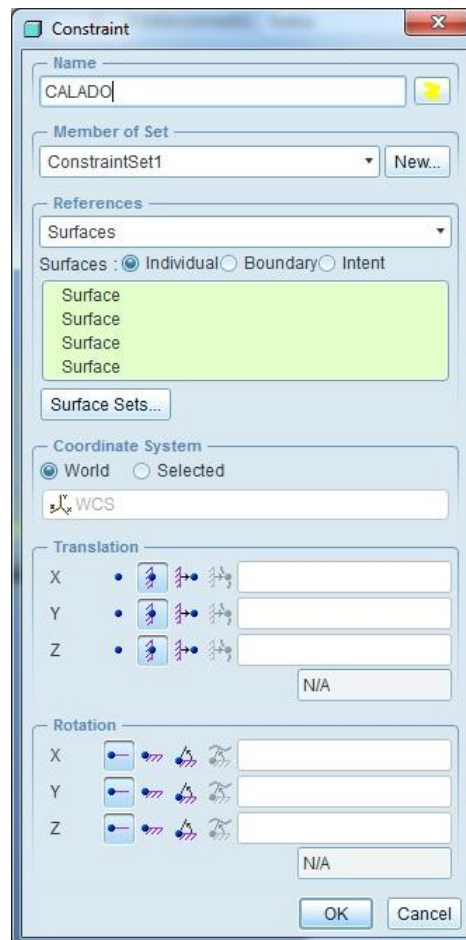


Figura 5-6. Ventana de definición de las condiciones de contorno

Y en la siguiente figura podemos ver las condiciones de contorno aplicadas sobre los ejes.

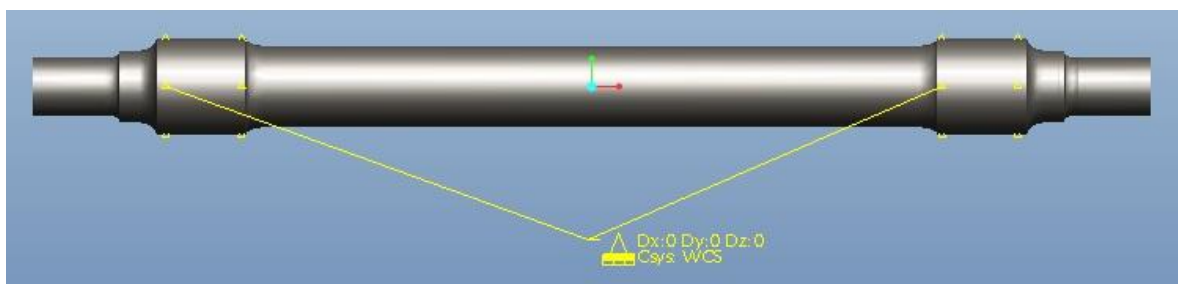


Figura 5-7. Condiciones de contorno. Eje 1

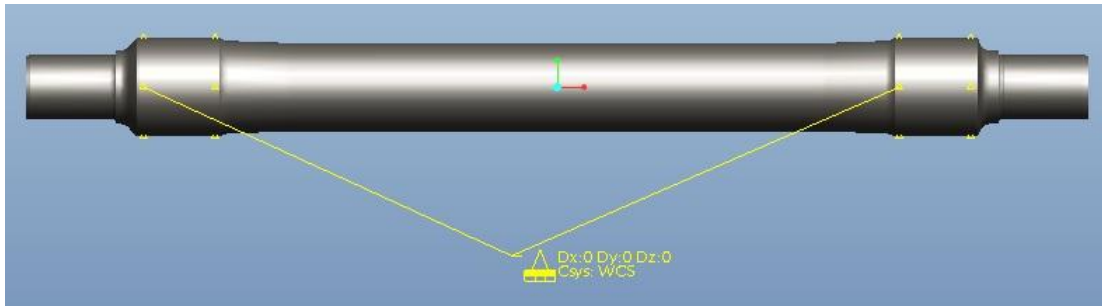


Figura 5-8. Condiciones de contorno. Eje 2

Las cargas del modelo corresponderán al peso máximo por eje (25 Tm) y estarán aplicadas sobre las manguetas. A continuación podemos ver la pantalla de definición de la carga debida al peso del vagón:

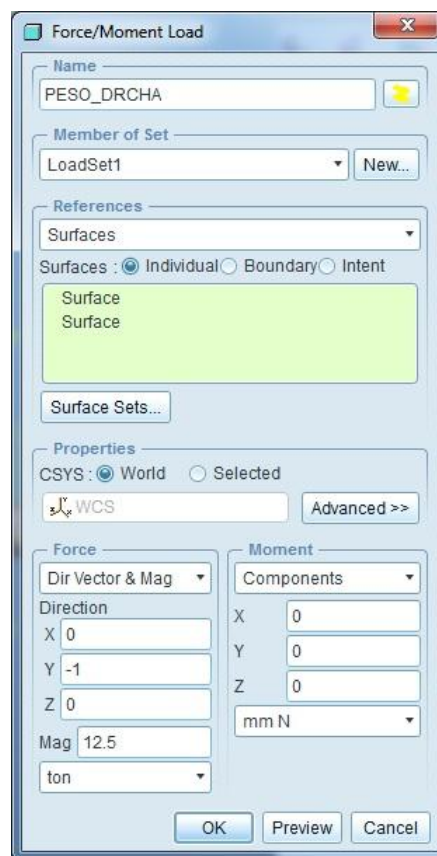


Figura 5-9. Ventana de definición de la carga sobre la mangueta

Aquí seleccionaremos la magnitud de la fuerza (12,5 toneladas por mangueta) y su dirección y sentido (vertical y hacia abajo).

Y en esta figura definiremos la carga de gravedad de igual manera que la fuerza en las manguetas pero estableciendo el valor de $9,81 \text{ m/s}^2$.

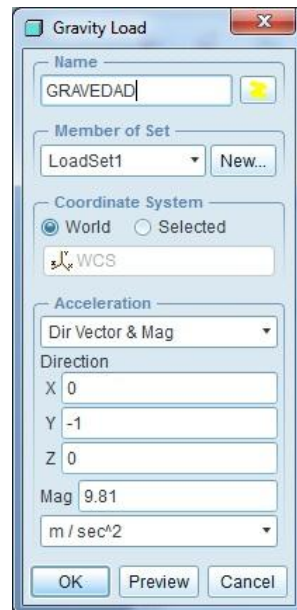


Figura 5-10. Ventana de definición de la carga de gravedad

Con todas estas cargas definidas podemos ver a continuación como quedan sobre los ejes:

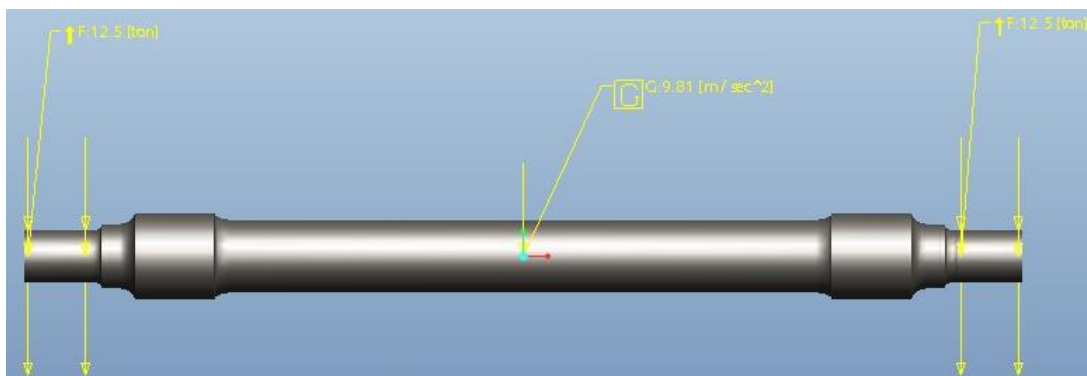


Figura 5-11. Estado de cargas. Eje 1

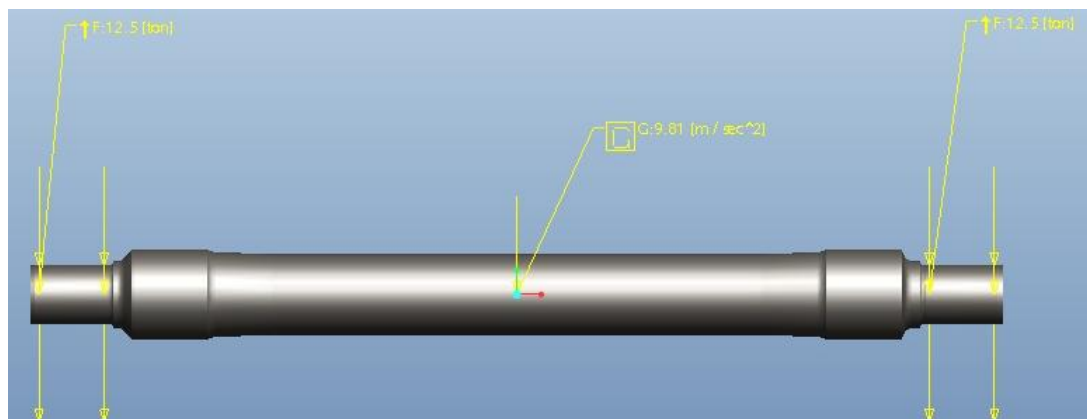


Figura 5-12. Estado de cargas. Eje 2

5.4 Análisis estático

Como paso previo al análisis de fatiga del eje vamos a proceder a hacer un análisis estático del mismo. Para ello tendremos que configurar los parámetros del análisis. Seleccionaremos como método de análisis *Multi-Pass Adaptive*, con un polinomio de orden máximo de 9, un radio de convergencia del 5% y por último dejaremos la opción *Plotting grid* en 10.

En la figura siguiente podemos ver la ventana de selección de los parámetros del análisis:

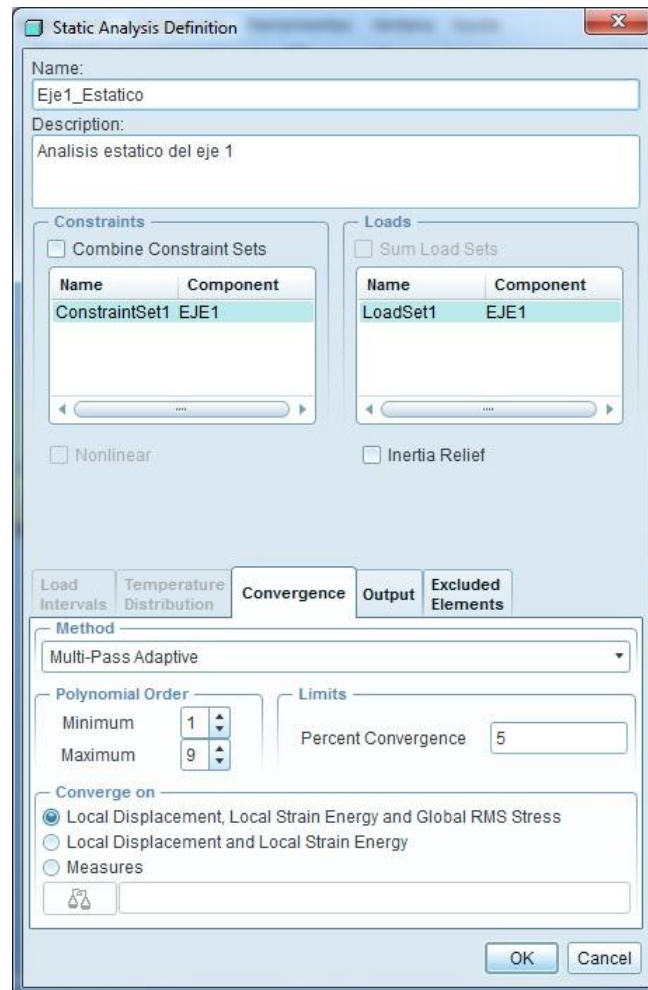


Figura 5-13. Parámetros de análisis estático

Una vez terminado el análisis, obtendremos las tensiones de Von Mises y los desplazamientos del eje.

5.4.1 Desplazamientos

A continuación podemos ver los desplazamientos obtenidos para ambos ejes:

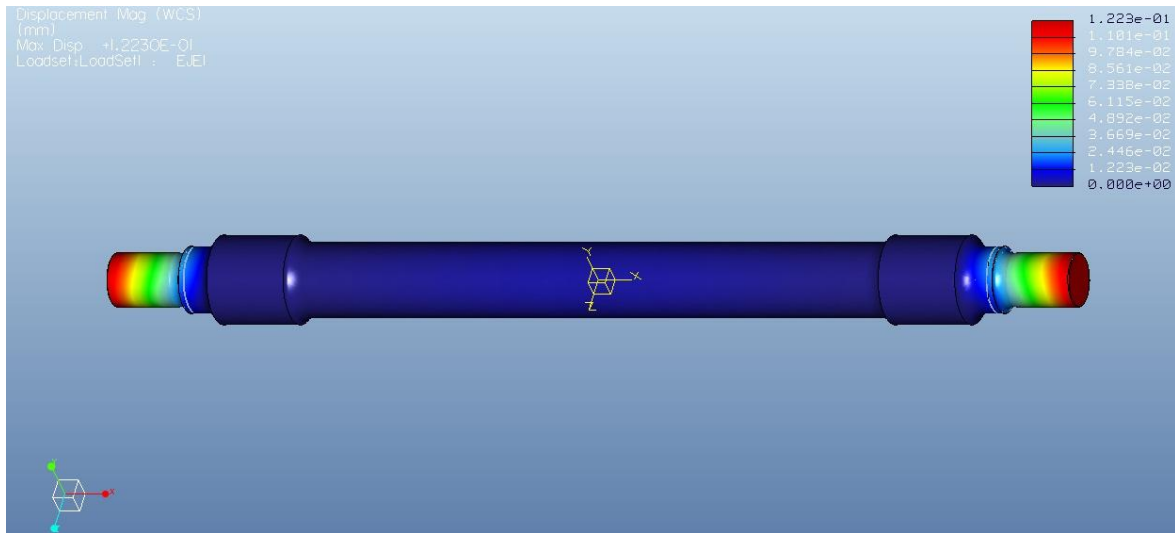


Figura 5-14. Desplazamientos. Eje 1

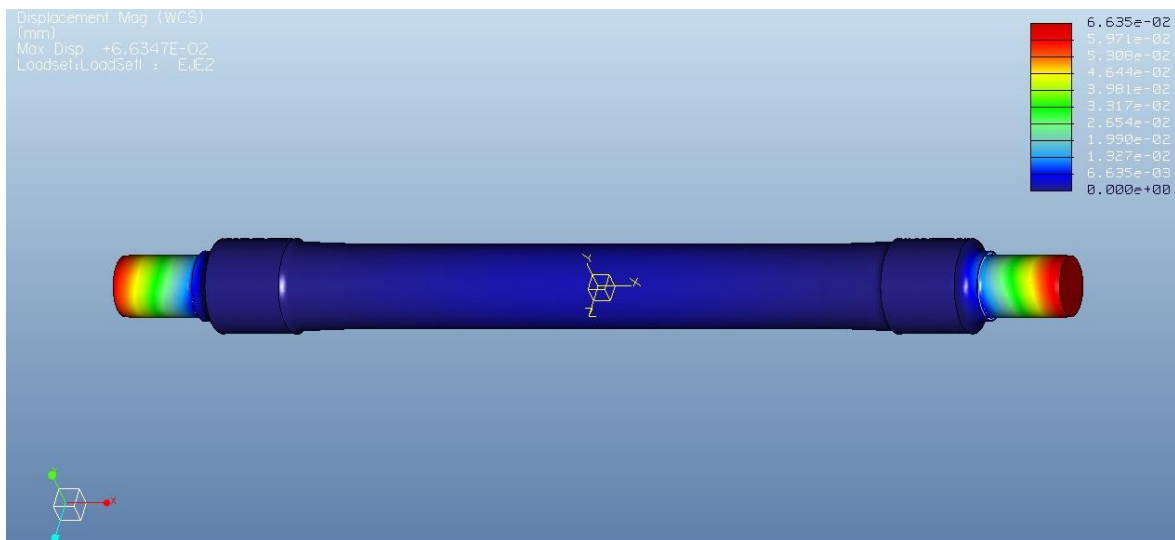


Figura 5-15. Desplazamientos. Eje 2

Se aprecia claramente que las zonas con mayor desplazamiento son los extremos de las manguetas ya que es ahí donde se aplican las cargas y además se puede considerar esa parte como una viga en voladizo. Estos desplazamientos son de 0,1223 mm y 0,06635 mm para el eje 1 y 2 respectivamente.

5.4.2 Tensiones

En las siguientes imágenes podemos ver las tensiones de Von Mises para los dos ejes analizados. Las zonas más solicitadas son los cambios de sección entre la mangueta y la zona de calado del obturador, y entre esta última y la zona de calado de la rueda.

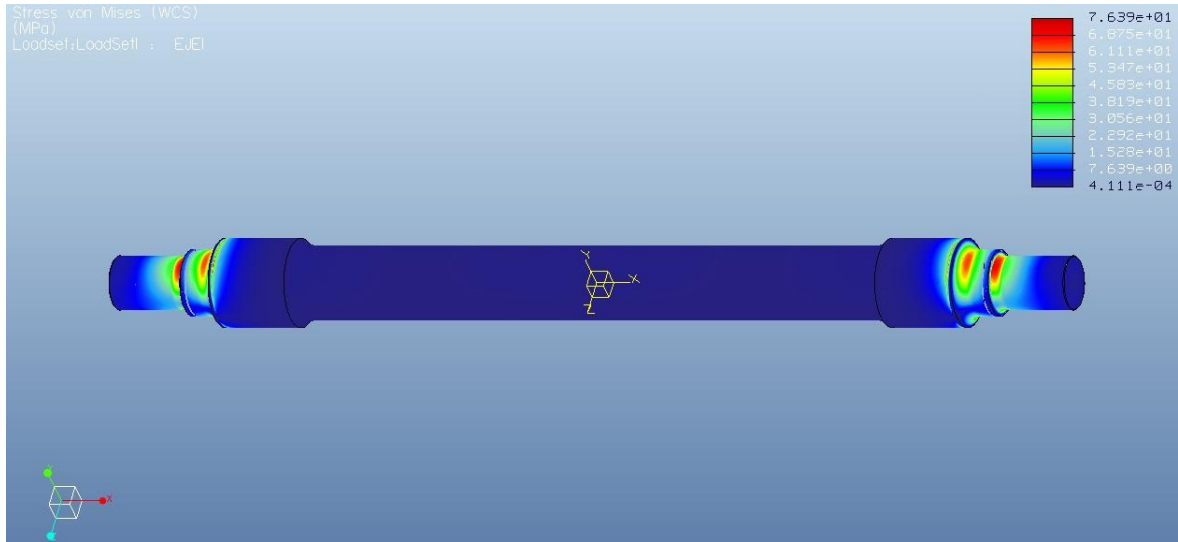


Figura 5-16. Tensiones de VM. Eje 1

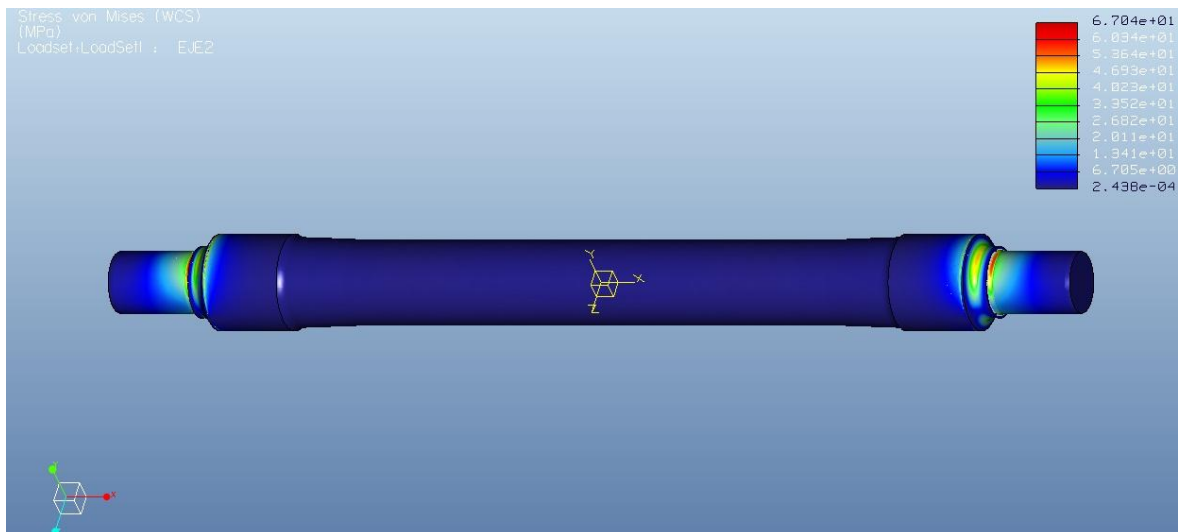


Figura 5-17. Tensiones de VM. Eje 2

Aún así las tensiones máximas obtenidas (76,39 MPa y 67,04 MPa para el eje 1 y 2 respectivamente) son claramente inferiores al límite elástico del material (395 MPa) por lo que queda garantizado que no habrá plastificación en ninguna parte del eje.

5.5 Análisis a fatiga

Una vez hecha la comprobación de resistencia estática, vamos a proceder a realizar el análisis a fatiga. Para ello tenemos primero que definir una vida deseada a fatiga en el menú de definición del análisis. En este caso elegiremos 10^7 ciclos ya que es la vida definida según la norma UNE. El tipo de carga a la que está sometido el eje es alternante pura y de amplitud constante por lo que seleccionaremos *Peak-Peak* y *Constant Amplitude* en el mismo menú, que vemos a continuación:

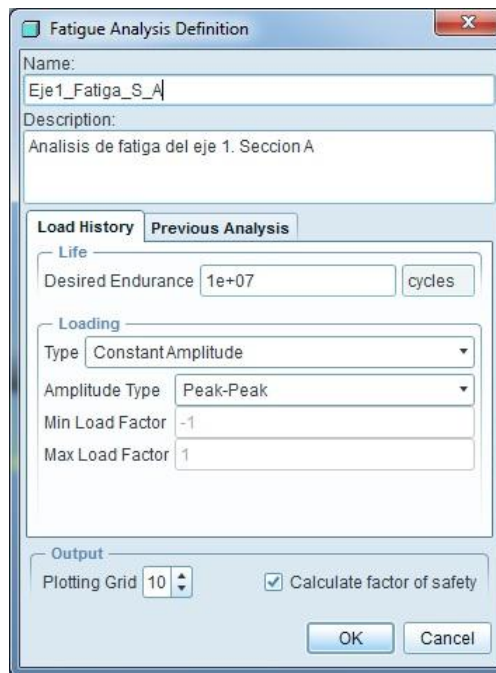


Figura 5-18. Parámetros de análisis a fatiga

Seleccionaremos también el máximo nivel de detalle al configurar la opción *Plotting grid* en 10 y tomaremos como base los resultados del análisis estático previo.

Como hemos visto en el capítulo anterior, hay tres secciones críticas a fatiga que son las de los cambios de diámetro del eje. Es en ellas donde vamos a realizar el análisis de fatiga.

En la página siguiente podemos ver unas imágenes con el detalle de estas zonas para ambos ejes.

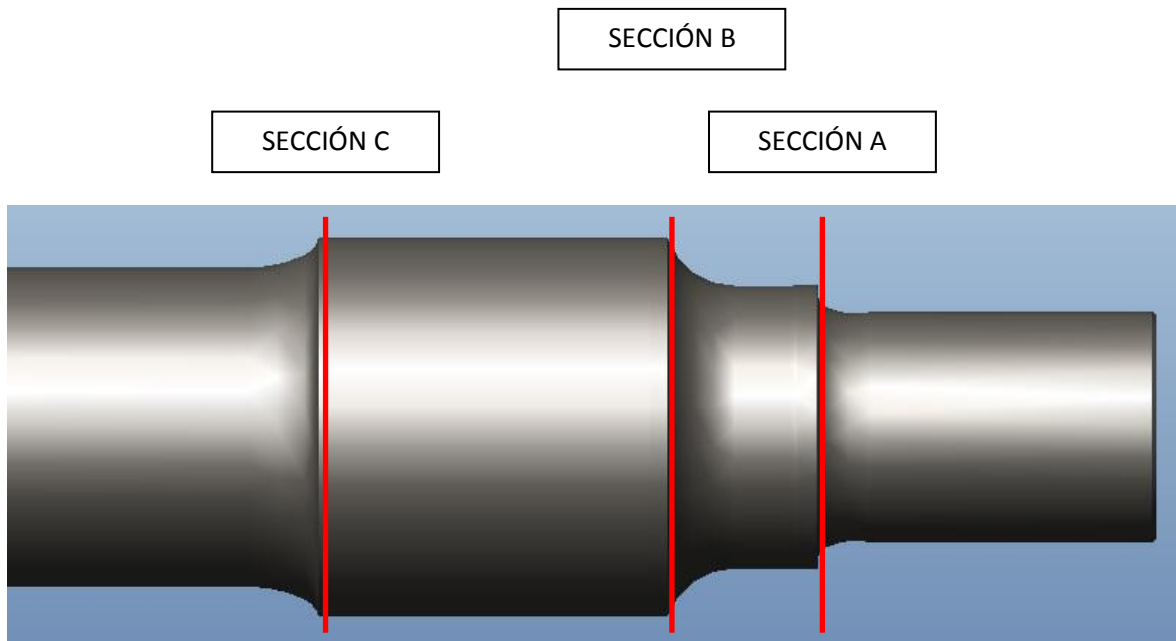


Figura 5-19. Secciones críticas. Eje 1

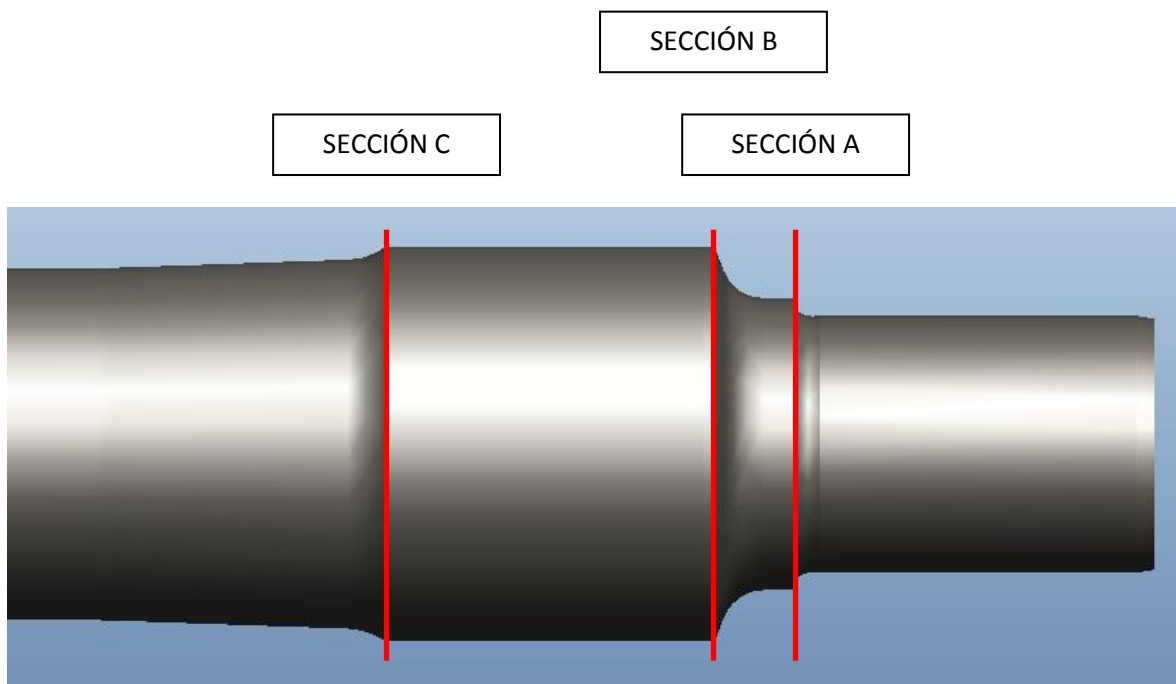


Figura 5-20. Secciones críticas. Eje 2

Para cada una de estas secciones necesitamos calcular un factor de reducción de la resistencia a fatiga que será introducido en el modelo en la ventana de propiedades del material (Figura 5-5) para que el software calcule la vida a fatiga. Estos factores son los factores de concentración de esfuerzos, que ya fueron calculados en el capítulo anterior así que simplemente pasaremos a mostrarlos para cada una de las secciones.

5.5.1 Sección A

Esta sección corresponde a la zona de transición entre la mangueta y la zona de calado del obturador. Para esta sección tenemos un factor de concentración de esfuerzos, calculado en el apartado 4.6.5 de:

	Eje 1	Eje 2
K	1,212	1,372

Tabla 5-2. Factor de concentración de esfuerzos. Sección A

En la figura siguiente vemos un detalle de la zona a analizar:

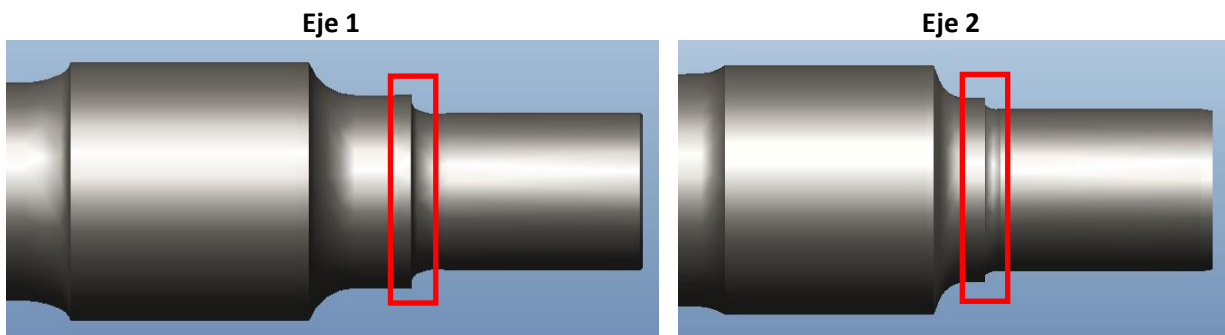


Figura 5-21. Detalle de la sección A

Una vez definidas las propiedades del material y las características de análisis de fatiga, como vimos anteriormente, Pro-Engineer ya puede resolver el problema.

En la siguiente tabla podemos ver la vida a fatiga para la sección A en ambos ejes

	Eje 1	Eje 2
N (ciclos)	$10^{9,915}$	$10^{10,24}$

Tabla 5-3. Vida a fatiga. Sección A

Comprobamos fácilmente que en los dos casos estamos por encima de la vida a fatiga deseada (10^7 ciclos).

En la página siguiente podemos ver los resultados gráficamente.

En las siguientes imágenes podemos ver la vida a fatiga de la sección analizada para el eje 1:

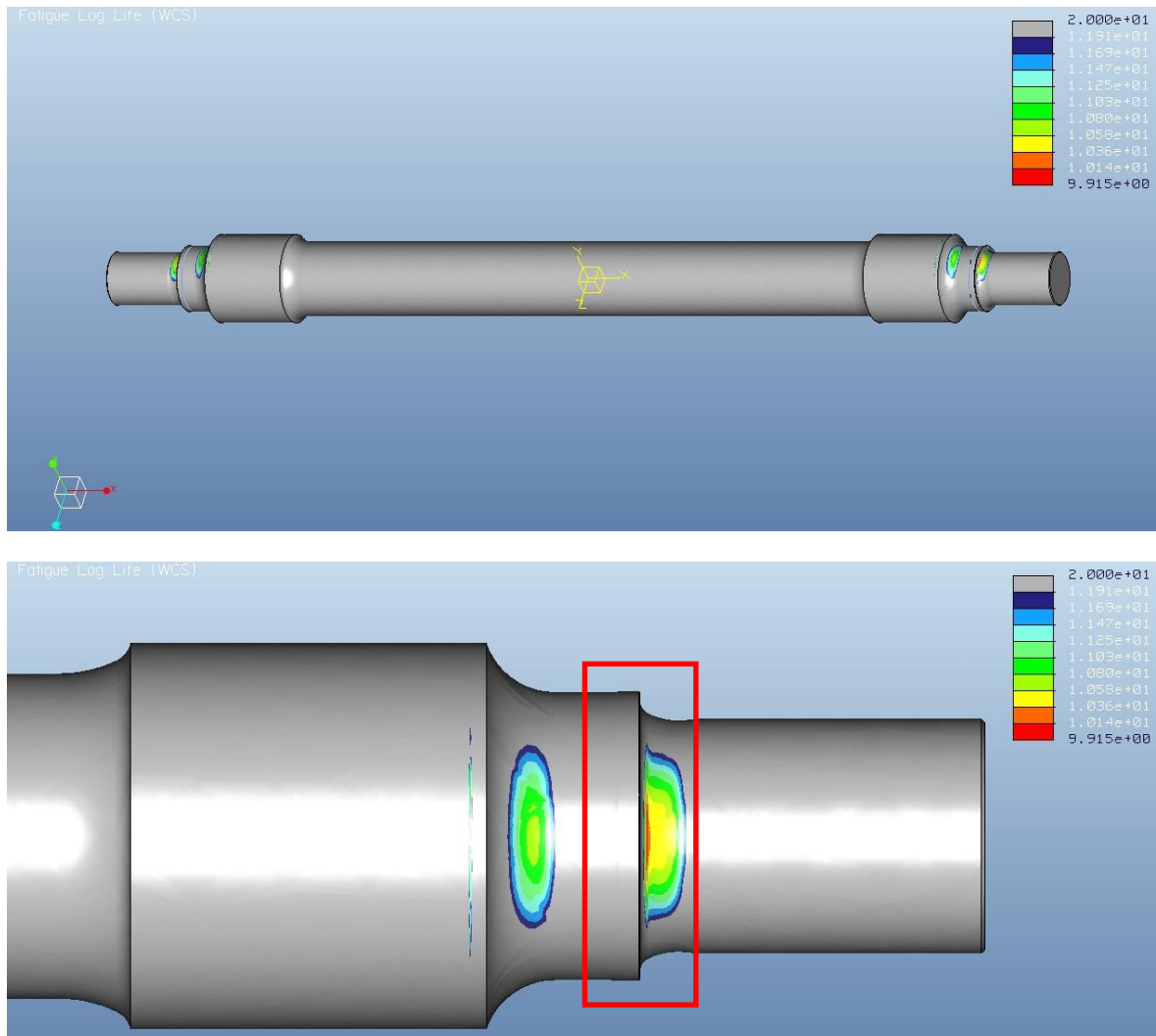


Figura 5-22. Vida a fatiga para la Sección A. Eje 1

Y a continuación vemos los resultados del eje 2:

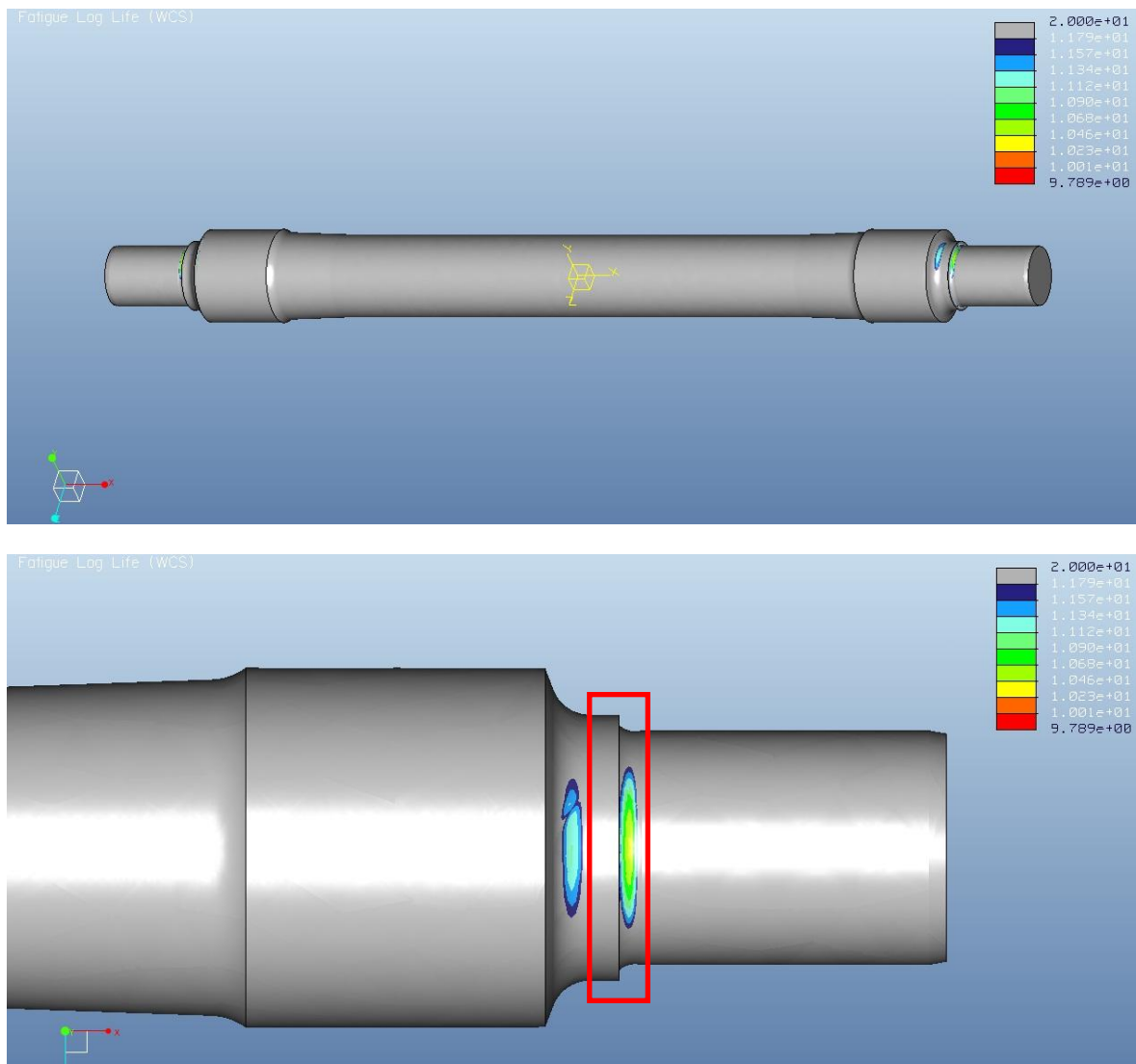


Figura 5-23. Vida a fatiga para la Sección A. Eje 2

5.5.2 Sección B

Esta sección corresponde a la zona de transición entre la zona de calado del obturador y de la rueda. Para esta sección, el factor de concentración de esfuerzos, calculado en el apartado 4.6.6 es:

	Eje 1	Eje 2
K	1,171	1,303

Tabla 5-4. Factor de concentración de esfuerzos. Sección B

Los detalles de la sección a analizar los podemos ver en las imágenes siguientes:

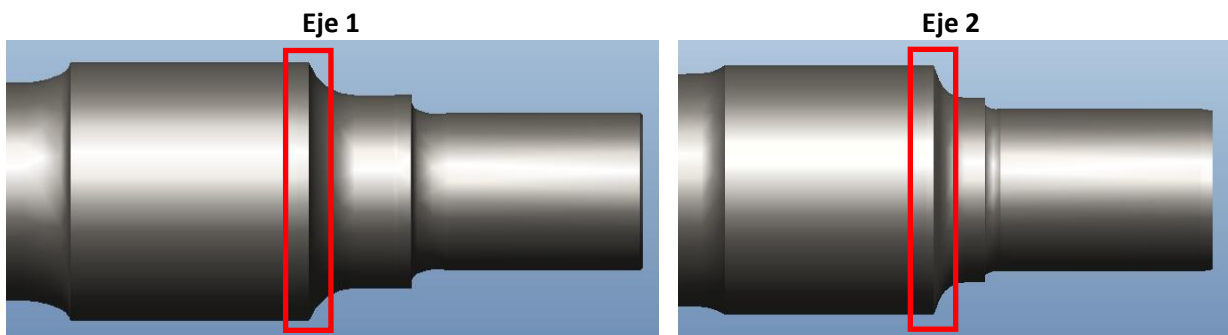


Figura 5-24. Detalle de la sección B

En la siguiente tabla podemos ver la vida a fatiga para la sección B en ambos ejes

	Eje 1	Eje 2
N (ciclos)	$10^{10,40}$	$10^{10,08}$

Tabla 5-5. Vida a fatiga. Sección B

Comprobamos fácilmente que en los dos casos estamos por encima de la vida deseada (10^7 ciclos).

A continuación podemos ver los resultados del eje 1:

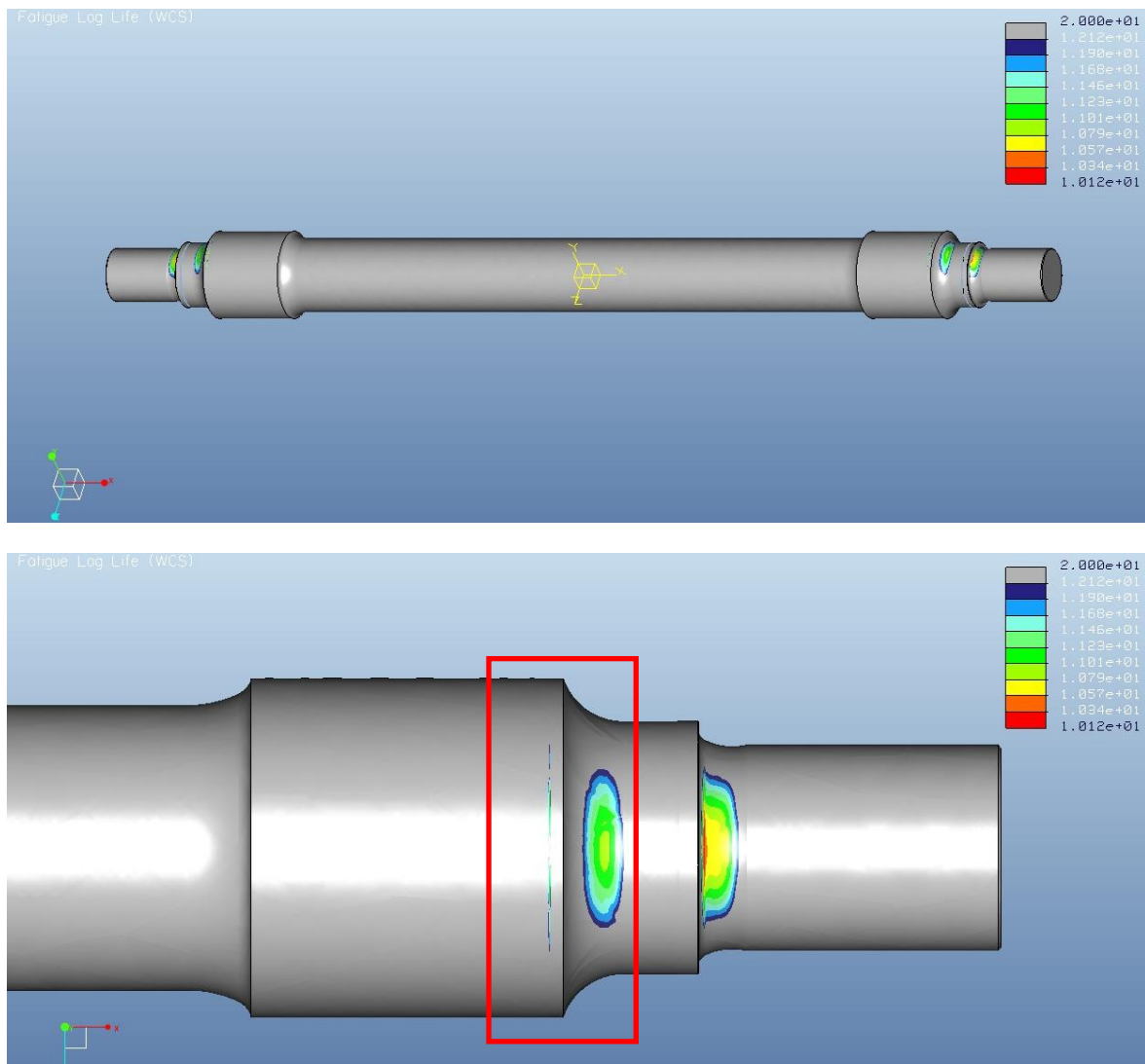


Figura 5-25. Vida a fatiga para la Sección B. Eje 1

Y en las figuras siguientes los del eje 2:

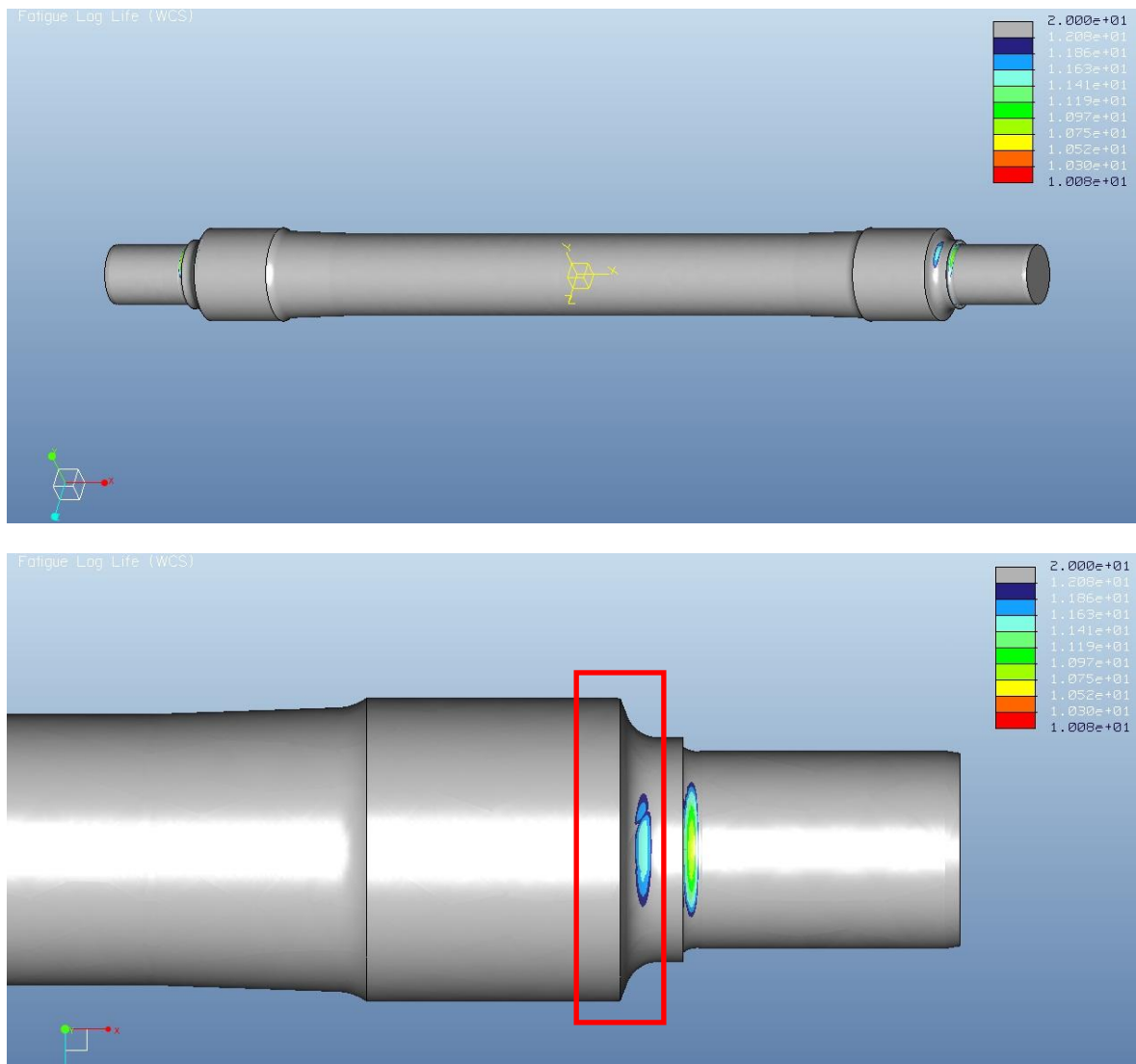


Figura 5-26. Vida a fatiga para la Sección B. Eje 2

5.5.3 Sección C

Esta sección corresponde a la zona de transición entre la zona de calado de la rueda y el fuste. Para esta sección tenemos un factor de concentración de esfuerzos, calculado en el apartado 4.6.7:

	Eje 1	Eje 2
K	1,450	1,157

Tabla 5-6. Factor de concentración de esfuerzos. Sección C

A continuación vemos el detalle de la sección a analizar:

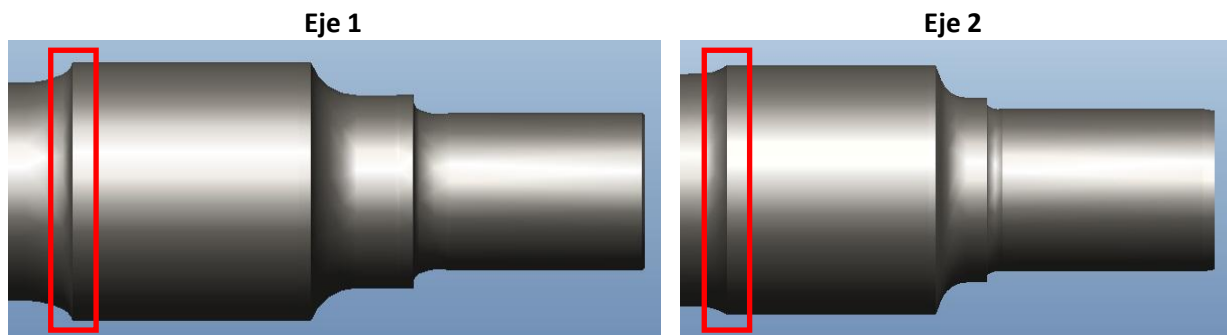


Figura 5-27. Detalle de la sección C

En la siguiente tabla podemos ver la vida a fatiga para la sección C en ambos ejes

	Eje 1	Eje 2
N (ciclos)	10^{20}	10^{20}

Tabla 5-7. Vida a fatiga. Sección C

Como en el resto de secciones estamos por encima de la vida deseada (10^7 ciclos).

En las siguientes imágenes tenemos los resultados de fatiga para el eje 1:

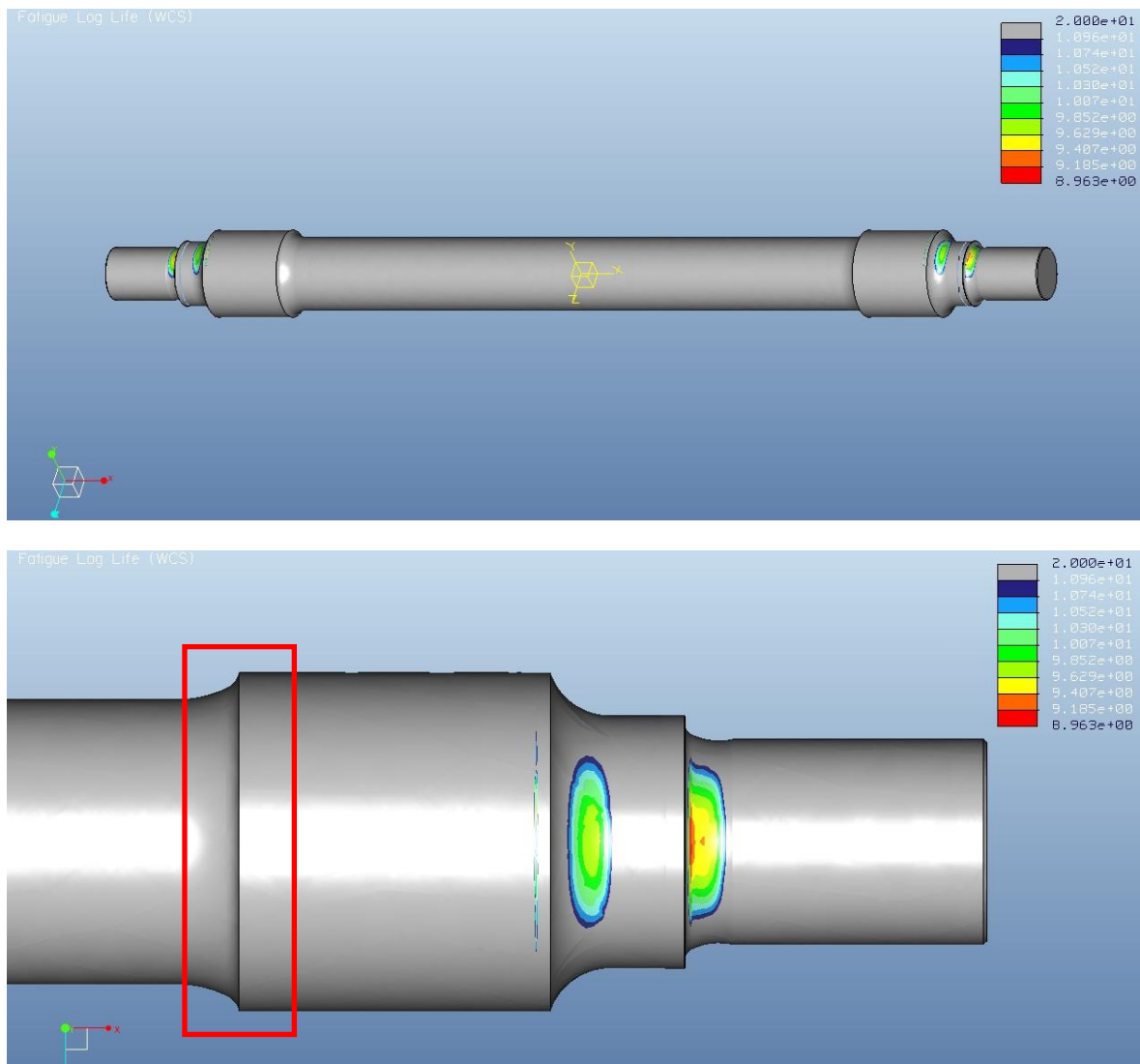


Figura 5-28. Vida a fatiga para la Sección C. Eje 1

Y por último los del eje 2:

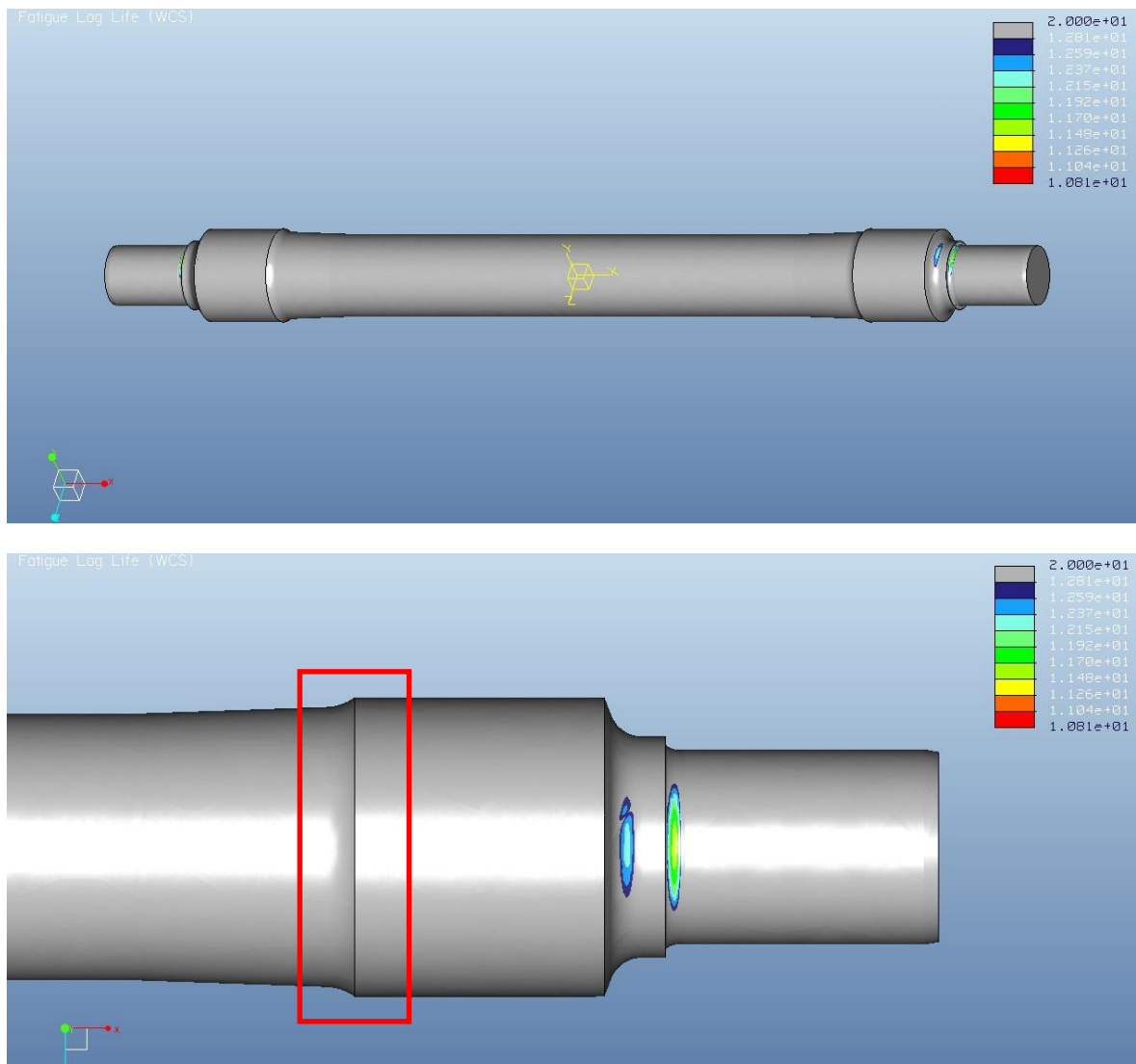


Figura 5-29. Vida a fatiga para la Sección C. Eje 2

Capítulo 6: Resultados

6.1 Introducción

A continuación presentaremos los resultados obtenidos en los capítulos anteriores a modo de resumen.

6.2 Cálculo según norma UNE

En esta sección están recopilados los resultados obtenidos al verificar la resistencia de los ejes de manera analítica según la norma UNE, en el *Capítulo 4: Diseño del eje según norma UNE*.

En la siguiente tabla podemos ver los márgenes de seguridad obtenidos para el eje 1:

	MS	
	Diseño original	Rediseño
Mangueta	1,05	1,29
Obturador	1,16	1,44
Rueda	1,46	1,56
Fuste	1,44	1,54
Transición mangueta/obturador	0,86	1,07
Transición obturador/rueda	1,65	2,04
Transición rueda/fuste	0,99	1,06

Tabla 6-1. Resumen de resultados – Norma UNE. Eje 1

Y a continuación tenemos los del eje 2:

	MS	
	Diseño original	Rediseño
Mangueta	1,80	2,23
Obturador	1,58	1,95
Rueda	1,90	2,01
Fuste	2,23	2,37
Transición mangueta/obturador	1,31	1,62
Transición obturador/rueda	2,01	2,49
Transición rueda/fuste	1,93	2,05

Tabla 6-2. Resumen de resultados – Norma UNE. Eje 2

6.3 Cálculo con Pro-Engineer

En este apartado mostraremos los resultados obtenidos en el *Capítulo 5: Análisis a fatiga con Pro-Engineer*, que están divididos en análisis estático y de fatiga.

6.3.1 Análisis estático

Los resultados de desplazamiento y tensión de Von Mises máximos de ambos ejes los podemos ver a continuación:

	Eje 1	Eje 2
Desplazamiento máximo	0,1223 mm	0,06635 mm
Tensión de VM máxima	76,39 MPa	67,04 MPa

Tabla 6-3. Resumen de resultados – Pro-Engineer. Análisis estático

6.3.2 Análisis a fatiga

La vida a fatiga para los ejes es, para cada una de las secciones:

	N (ciclos)	
	Eje 1	Eje 2
Sección A	$10^{9,915}$	$10^{10,24}$
Sección B	$10^{10,40}$	$10^{10,08}$
Sección C	10^{20}	10^{20}

Tabla 6-4. Resumen de resultados – Pro-Engineer. Análisis de fatiga

Capítulo 7: Conclusiones y trabajos futuros

7.1 Conclusiones

El objetivo principal de este proyecto era verificar el método de diseño de un eje ferroviario de acuerdo a la normativa de referencia (UNE) y comprobar si varios ejes de ferrocarril estaban diseñados de forma que cumplieran con ella. Además, se han comparado entre sí estos ejes para ver cuál es mejor de ellos en términos de resistencia a la fatiga.

Por último, y mediante un código comercial de elementos finitos (Pro-Engineer) se han analizado los mismos ejes para conocerlas posibilidades que nos ofrece dicho software.

De los resultados obtenidos en el capítulo 4 se observa que la sección más crítica para el eje 1 es la de transición entre la mangueta y el obturador. Tanto para esta sección como para la de transición entre la rueda y el fuste podemos comprobar que el diseño original no es capaz de cumplir los requerimientos establecidos en la norma. Por tanto se hace necesario realizar un cambio en el sistema de frenado para poder obtener un diseño válido, ya que la geometría del eje queremos que permanezca inalterada.

De la comparación entre ambos ejes se ve que el eje 2 tiene un mejor comportamiento que el primero, ya que es el que tiene una vida a fatiga mayor. De hecho, en el eje 1 ha sido necesario redefinir el sistema de frenado para poder cumplir con los requerimientos impuestos en la norma.

Después de analizar ambos ejes con Pro-Engineer vemos como la sección más crítica para el eje 1 es la A, que es la de transición entre la mangueta y el obturador, mientras que para el eje 2 es la B, la de transición entre el obturador y la rueda. Por otro lado, la vida a fatiga es claramente superior a la vida deseada de 10^7 ciclos, por tanto el diseño de ambos ejes es válido.

A la vista de los resultados obtenidos en los capítulos 4 y 5 podemos comprobar que el análisis realizado con Pro-Engineer ofrece vidas a fatiga mayores que las obtenidas siguiendo la norma UNE. Esto se debe a que el modelo de elementos finitos empleado es bastante básico y en él que no se han tenido en cuenta todas las cargas que tiene que soportar ni se han definido unas condiciones de contorno demasiado realistas.

Por tanto podemos concluir que se han cumplido satisfactoriamente los objetivos planteados al comienzo de este proyecto.

7.2 Trabajos futuros

En este proyecto nos hemos centrado en la verificación del diseño en base a la norma UNE de un tipo de eje ferroviario concreto como es un eje portador frenado con zapatas y montado en un vagón de mercancías. Dado que existen más tipos de ejes y de vagones se podría plantear, en trabajos futuros, el mismo proceso para el caso general y así poder abordar el diseño de todo tipo de ejes:

- Vagones de mercancías, viajeros y cercanías.
- Ejes motores y portadores.
- Ejes con discos de freno y zapatas.

Como hemos comentado anteriormente, el modelo de elementos finitos empleado en el capítulo 5 es algo básico ya que el objetivo era familiarizarse con el software y no hacer una representación fidedigna de la realidad. Por tanto sería interesante, en futuros proyectos, estudiar con más detenimiento este caso concreto de un eje de ferrocarril realizando un modelo lo más realista posible. Para ello, se podría estudiar, entre otras cosas:

- El efecto de la precarga de las ruedas durante el calado.
- El efecto del momento torsor debido al frenado.
- Influencia que tiene el tamaño de la malla en los resultados.
- Influencia de los acabados superficiales.

Capítulo 8: Presupuesto

8.1 Introducción

En este capítulo vamos a realizar un presupuesto del proyecto para así estimar su coste económico. Para ello tendremos en cuenta diversos factores que iremos desglosando a continuación.

En primer lugar vamos a considerar el coste asociado al tiempo empleado en la realización del proyecto por el personal humano.

En segundo lugar tendremos en cuenta el coste asociado al tiempo empleado por el ordenador para realizar todas las simulaciones numéricas.

Por último tendremos en cuenta los costes materiales tales como licencias de software, material de oficina, equipos informáticos, etc.

8.2 Presupuesto económico

Los diversos costes asociados al proyecto, divididos según su tipo, son los siguientes:

8.2.1 Coste humano

El coste asociado al personal humano lo vamos a calcular multiplicando el coste horario por el número total de horas empleadas en el proyecto. Dentro de este concepto vamos a distinguir entre el tiempo empleado para realizar el proyecto por el alumno y el tiempo empleado por el tutor para revisarlo.

El coste humano del proyecto sería por tanto:

Tarea	Tiempo empleado	Coste horario	Coste total
Realización del proyecto	200 h	42€/h	8.400€
Supervisión del proyecto	20 h	100€/h	2.000€
TOTAL			10.400€

Tabla 8-1. Coste humano

8.2.2 Coste de máquina

Se calculará de manera análoga al coste humano. En la siguiente tabla tenemos el desglose de horas de cada tipo de análisis y sus costes parciales:

Tarea	Tiempo empleado	Coste horario	Coste total (€)
Análisis estático	4 h	10€/h	40€
Análisis de fatiga	36 h	10€/h	360€
TOTAL			400€

Tabla 8-2. Coste de máquina

8.2.3 Coste de material

Dentro de este concepto tenemos que incluir los costes de la licencia del software Pro-Engineer, del equipo informático empleado, de las normas UNE y los consumibles usados tales como papel, tinta, etc. En la siguiente tabla se muestran todos los costes de material:

Concepto	Cantidad	Coste unitario	Coste total
Licencia Pro-E	1	6.000€/u	6.000€
Ordenador	1	1.000€/u	1.000€
Normas UNE	1	34,72€/u	34,72€
Consumibles	1	50€/u	50€
TOTAL			7.084,72€

Tabla 8-3. Coste de material

8.2.4 Coste total

Finalmente, sumando todos los costes parciales podemos calcular el coste total asociado a la realización de este proyecto:

Tipo de coste	Importe
Coste humano	10.400€
Coste de máquina	400€
Coste material	7.084,72€
Coste total	17.884,72€

Tabla 8-4. Coste total

El presupuesto total de este proyecto asciende a la cantidad de 17.884,72€.

Leganés, a 3 de Octubre de 2011

El ingeniero proyectista

Fdo: Mario Casillas Guillermo

Referencias

- [1] AENOR. Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ejes portadores. Método de diseño. UNE-EN 130103:2010. Madrid: AENOR, 2010
- [2] ALIAS, Jean, VALDES, Antonio. La vía del ferrocarril. Madrid: Bellisco, 1990. ISBN: 9788485198443
- [3] ÁLVAREZ MÁNTARAS, Daniel; LUQUE RODRÍGUEZ, Pablo. Ingeniería e infraestructura de los transportes. Oviedo: Universidad de Oviedo, Servicio de Publicaciones, 2003. ISBN: 8483173654
- [4] CUENA GOZALO, Ignacio. “Diseño y análisis por el método de los elementos finitos de un cuadro de bicicleta de montaña”. Director: José Antonio Loya Lorenzo. Universidad Carlos III de Madrid, Departamento de Mecánica de Medios Continuos y Teoría de Estructuras, 2004
- [5] MANZANEQUE CASTELLANOS, Rubén. “Estudio del comportamiento en curva del bogie Y25”. Director: Juan Carlos García Prada. Universidad Carlos III de Madrid, Departamento de Ingeniería Mecánica, 2010
- [6] MARCO ESTEBAN, Eva. “Análisis a fatiga de un eje ferroviario mediante el programa Pro Engineer”. Director: Juan Carlos García Prada. Universidad Carlos III de Madrid, Departamento de Ingeniería Mecánica, 2010
- [7] SAN ROMÁN GARCÍA, José Luis. Cálculo de máquinas. Universidad Carlos III. Madrid, 2004
- [8] ZIENKIEWICZ, O. C.; TAYLOR, Robert Leroy. El método de los elementos finitos. Barcelona: CIMNE, 2004. 5a ed. ISBN: 849599951X
- [9] <http://www.aenor.es>, accedido en septiembre de 2011.
- [10] <http://www.ptc.com>, accedido en abril de 2011.
- [11] <http://mentescuriosas.es/un-tren-visto-desde-abajo-los-bogies-son-lo-principal>, accedido en septiembre de 2011.

Anexo A: Cálculo de los parámetros de frenado

A.1 Introducción

En este anexo vamos a calcular la fuerza ejercida por las zapatas y el peso-freno ficticio, necesarios para la obtención de las fuerzas y momentos que sufre el eje debido al proceso de frenado en el *Capítulo 4: Diseño del eje según norma UNE*.

A.2 Cálculo de la fuerza de frenado

Vamos a estudiar el caso clásico de frenado mecánico de vehículos sobre raíles mediante la aplicación de zapatas de fundición sobre las llantas de las ruedas.

Consideremos la figura siguiente:

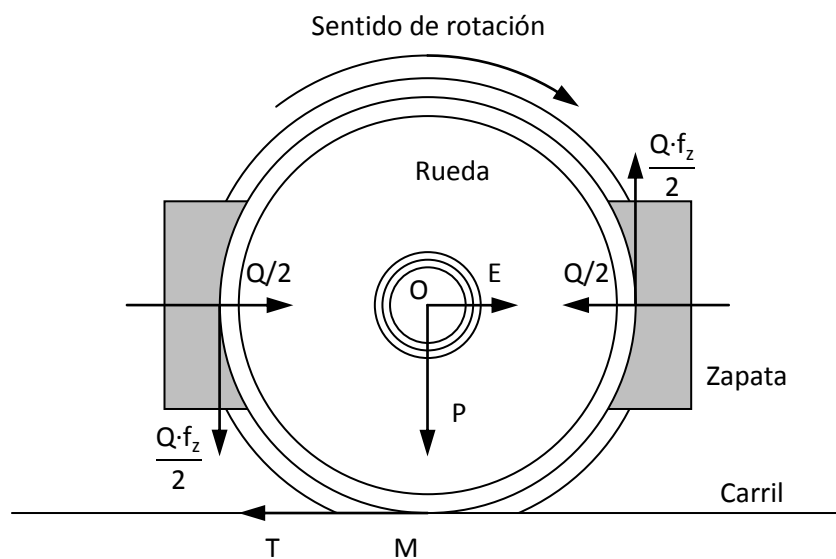


Figura A-1. Equilibrio de fuerzas en el proceso de frenado

En un instante t y a una velocidad v :

- Q es el esfuerzo ejercido por las zapatas sobre la rueda en rotación.
- P es el peso que ejerce la rueda sobre el carril.
- f_z es el coeficiente de rozamiento entre la zapata y la rueda (fundición sobre acero).
- φ es el coeficiente de adherencia entre rueda y carril.
- F es el coeficiente de rozamiento al deslizamiento entre rueda y carril.
- E es el esfuerzo de tracción ejercido sobre la rueda.
- T es la reacción tangencial del carril sobre la rueda.

Mientras las zapatas no están actuando el esfuerzo Q es nulo y la velocidad permanece constante. Entonces el esfuerzo de tracción E y la reacción tangencial T se igualan. M es el centro instantáneo de rotación y:

$$T = \sum R$$

Donde R son las resistencias a la rodadura, aerodinámica, etc.

Cuando se aplica un esfuerzo Q a la rueda mediante las zapatas, y suponiendo que se trata de un movimiento uniformemente retardado, si establecemos el equilibrio de fuerzas que actúan sobre la rueda y tomamos momentos respecto a O :

$$T \cdot r' = \sum R \cdot r' + Q \cdot f_z \cdot r'$$
$$T = \sum R + Q \cdot f_z$$

Y la ecuación del movimiento siendo v la velocidad instantánea:

$$\frac{P}{g} \cdot \frac{dv}{dt} = E - T = E - \sum R + Q \cdot f_z$$

Para que no haya deslizamiento se tiene que cumplir que $T \leq P \cdot \varphi$. Entonces:

$$\sum R + Q \cdot f_z \leq P \cdot \varphi$$

Y como el efecto de rozamiento de las zapatas suele ser mucho mayor que el de las demás resistencias obtenemos:

$$Q \cdot f_z \leq P \cdot \varphi$$

Por tanto la fuerza ejercida por las zapatas sobre la rueda es:

$$Q \leq \frac{P \cdot \varphi}{f_z}$$

Donde φ es el coeficiente de adherencia entre rueda y carril y tiene un valor aproximado de 0,20, P es el peso ejercido por la rueda sobre el carril y f_z es el coeficiente de rozamiento entre zapata y rueda (0,25 para zapatas con alto coeficiente de fricción).

Por tanto, para el eje 1 la fuerza máxima de frenado será:

$$Q_{\text{eje 1}} \leq \frac{(m_1 + m_2)_{\text{eje 1}} \cdot g \cdot 0,2}{0,25} = \frac{(12500 + 485,70) \cdot 9,81 \cdot 0,2}{0,25} = 101911,80 \text{ N}$$

Y para el eje 2:

$$Q_{\text{eje 2}} \leq \frac{(m_1 + m_2)_{\text{eje 2}} \cdot g \cdot 0,2}{0,25} = \frac{(12500 + 613,58) \cdot 9,81 \cdot 0,2}{0,25} = 102915,40 \text{ N}$$

A.3 Cálculo del peso-freno ficticio

Se denomina peso freno ficticio instantáneo o peso freno instantáneo a P' , siendo:

$$P' = Q \cdot \frac{f_z}{\varphi}$$

El peso-freno de un vehículo caracteriza la potencia de frenado del vehículo en un régimen de frenado determinado. Desde el punto de vista teórico viene definido como el valor medio de la función $P' = Q \cdot \frac{f_z}{\varphi}$ (peso-freno ficticio) entre la velocidad usual de circulación de ese vehículo y la detención.

En la práctica se define como un número expresado en toneladas proporcional al esfuerzo retardador medio desarrollado por la acción del freno y medido en condiciones idénticas a aquellas en las que el vehículo realiza el servicio.

Para un vehículo de mercancías el peso-freno está determinado de la misma manera para todos los países por la UIC (*Union International des Chemins de Fer*):

“El peso-freno p de un vagón frenado con aire comprimido es el producto del esfuerzo total sobre las zapatas Q (medido en marcha, después de un apretamiento completo efectuado a partir de la presión de régimen 5 kp/cm²) por los 10/7 de un coeficiente γ característico del equipo de frenado de un vehículo considerado.”

$$p = \frac{10}{7} \cdot \gamma \cdot Q$$

El coeficiente γ , determinado experimentalmente, varía entre 0,8 y 1,1.

Por tanto el peso-freno, considerando el valor más crítico de $\gamma=1,1$, será para ambos ejes:

$$p_{\text{eje } 1} = \frac{10}{7} \cdot \gamma \cdot Q_{\text{eje } 1} = \frac{10}{7} \cdot 1,1 \cdot 101911,80 = 160147,11 \text{ N}$$

$$p_{\text{eje } 2} = \frac{10}{7} \cdot \gamma \cdot Q_{\text{eje } 2} = \frac{10}{7} \cdot 1,1 \cdot 102915,40 = 161724,21 \text{ N}$$

Anexo B: Cálculo de la masa del eje

B.1 Introducción

A continuación vamos a calcular la masa de cada uno de los ejes que han sido analizados en este proyecto ya que es un dato necesario para realizar los cálculos del *Capítulo 4: Diseño del eje según norma UNE*. Para hacerlo hemos empleado una de las herramientas que nos proporciona el software Pro-Engineer. Una vez que tenemos construidos los modelos 3D de los ejes sólo tenemos que ir a *Análisis, Medir, Volumen*. A partir del volumen del modelo y sabiendo que la densidad del acero es $7827,08 \text{ kg/m}^3$ podemos obtener fácilmente la masa de los ejes.

B.2 Eje 1

En la siguiente imagen podemos ver la ventana de resultados de Pro-Engineer que nos muestra el volumen del modelo.

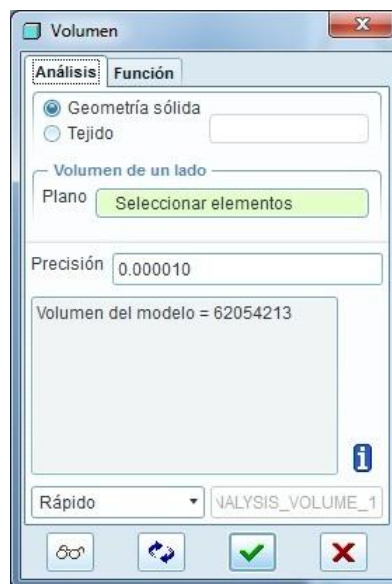


Figura B-1. Volumen del eje 1

Por tanto su masa será:

$$m_{\text{eje 1}} = V_{\text{eje 1}} \cdot \rho = 62054213 \cdot 7827,08 = 485,70 \text{ kg}$$

B.3 Eje 2

Para el eje procedemos de manera análoga a como lo hemos hecho para el eje 1 y Pro-Engineer nos calcula el volumen:

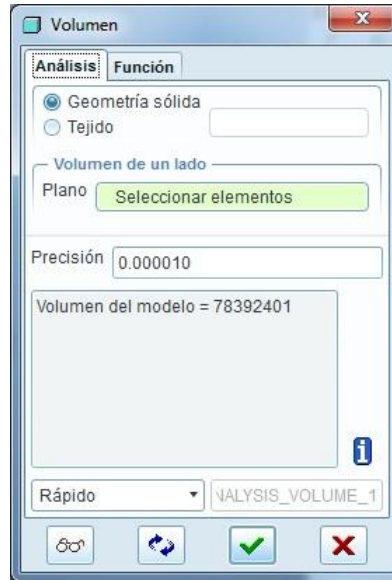


Figura B-2. Volumen del eje 2

Y podemos obtener así su masa:

$$m_{\text{eje 2}} = V_{\text{eje 2}} \cdot \rho = 78392401 \cdot 7827,08 = 613,58 \text{ kg}$$

Anexo C: Planos

C.1 Introducción

A continuación podemos ver los planos de los ejes que han sido analizados en este proyecto.

C.2 Eje 1

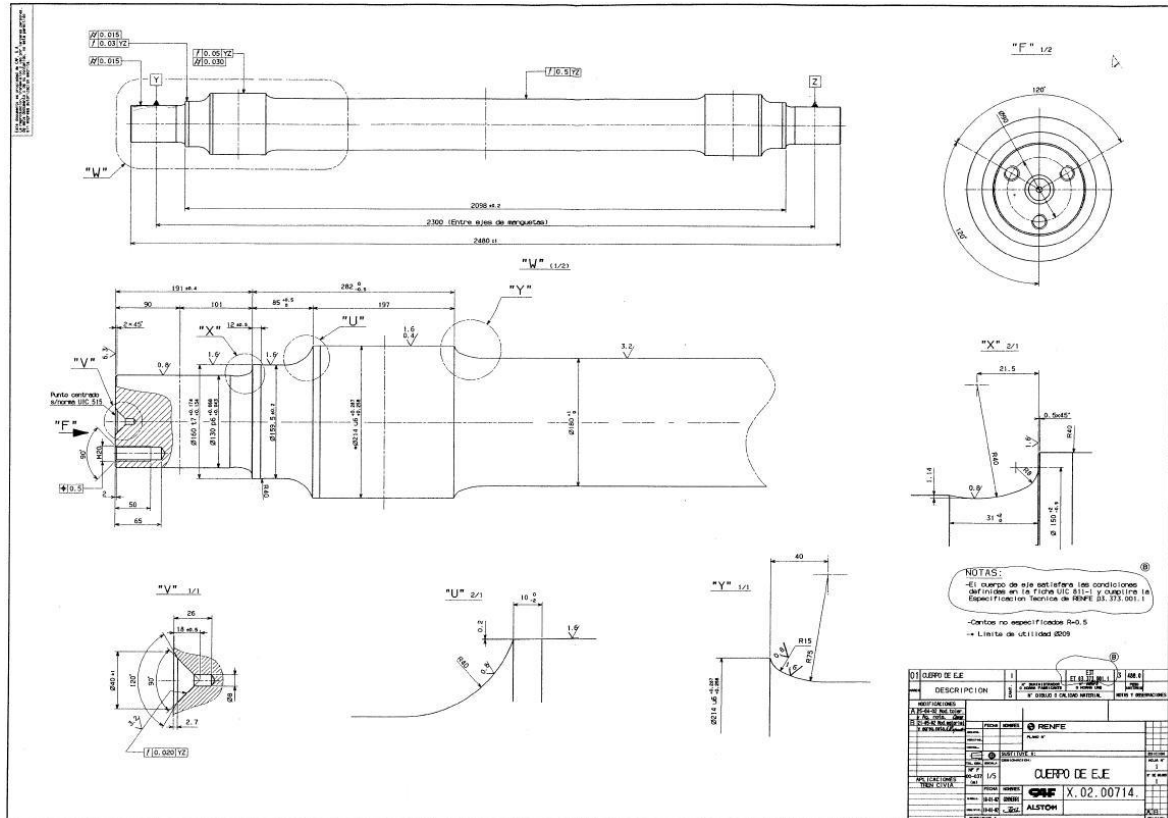


Figura C-1. Plano del eje 1

C.3 Eje 2

Aunque en los planos mostrados del eje 2 podemos ver que se corresponden con un eje hueco, el cálculo se va a realizar considerándolo como un eje macizo para poder comparar así con el eje 1.

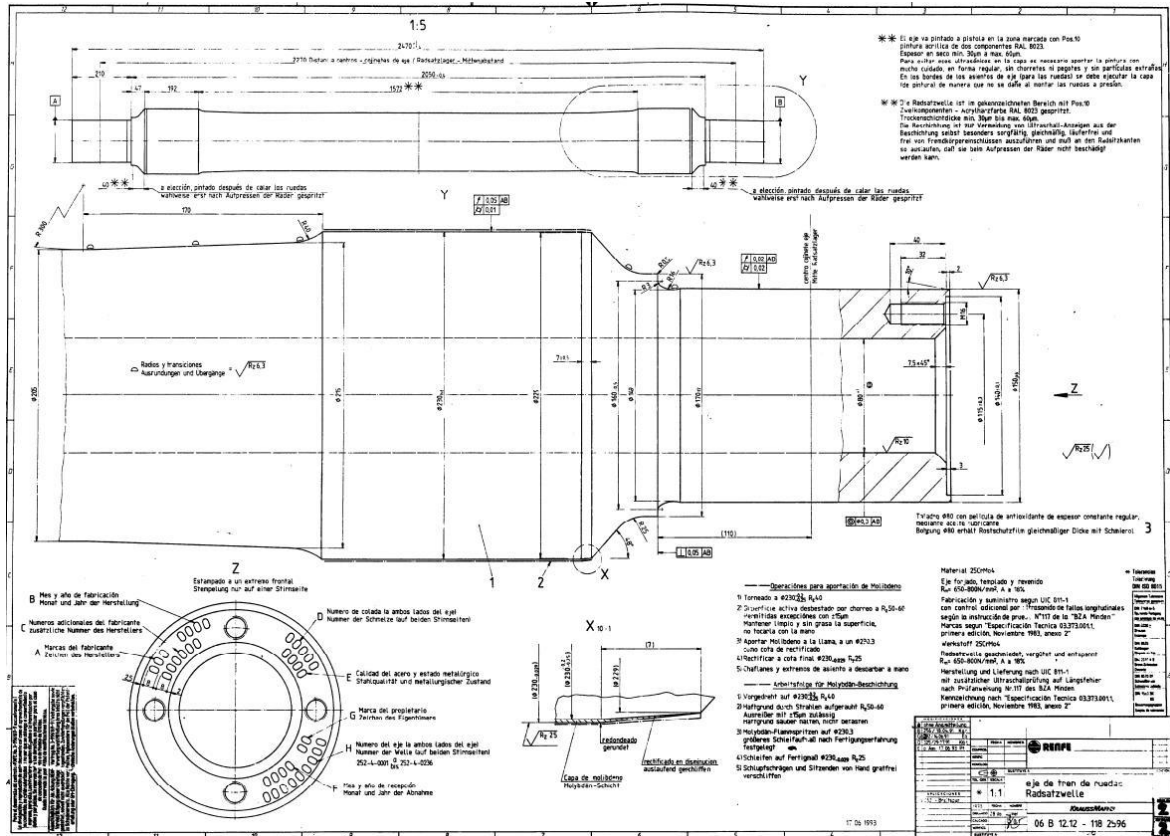


Figura C-2. Plano del eje 2